



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Cálculo y diseño de una caja de cambios de 6
velocidades para un Ford Mustang Fastback de
1967

Calculation and design of a 6-speed gearbox for
a 1967 Ford Mustang Fastback

Autor/es

José León Gabarre Jiménez

Director/es

Paula Canalís

Escuela de ingeniería y arquitectura EINA
2019

Contenido

1. Objetivo	5
2. Introducción.....	6
2.1. Vehículo	6
2.2. Motor.....	7
2.3. Caja de cambios	8
2.4. Carrocería	9
2.5. Neumáticos	10
3. Análisis prestacional del vehículo original.....	11
3.1. Cálculo de las fuerzas resistentes.....	11
3.1.1. Resistencia a la rodadura.....	11
3.1.2. Resistencia aerodinámica	12
3.1.3. Resistencia por pendiente.....	12
3.1.4. Resistencia total	12
3.2. Cálculo de la fuerza motriz	13
3.2.1. Potencia	13
3.2.2. Par.....	13
3.2.3. Velocidad.....	14
3.2.4. Fuerza motriz.....	14
3.3. Curvas de fuerzas.	14
3.4 Aceleraciones	16
4. Nueva caja de 6 velocidades.....	19
4.1. Elección de las relaciones.	19
4.2. Curva de fuerzas.....	20
4.3. Aceleraciones con la nueva caja de cambios.	21
4.4. Comparación de resultados.	22
5. Cálculo mecánico de la nueva caja de cambios.	23
5.1. Parámetros de los engranajes escogidos.....	23
5.2. Cálculo de los engranajes a flexión.	28
5.3. Cálculo de los engranajes a desgaste.	29
6. Cálculo de los ejes.	32
6.1. Cálculo estático.	32
6.2. Cálculo del eje sometido a fatiga.	33
7. Cálculo de rodamientos.....	34
8. Conclusiones.	35

9. Referencias	36
ANEXOS	37
ANEXO I: Tablas de resultados de Excel.	37
1. Fuerzas resistentes al movimiento.	37
1.1. Tabla del cálculo de las fuerzas resistentes al movimiento.	37
2. Caja de cambios original.....	38
2.1. Tabla de velocidades y fuerzas en cada marcha.	38
2.2. Tabla de las aceleraciones del vehículo.....	40
3. Caja de cambios nueva de 6 velocidades.	42
3.1. Tabla de velocidades y fuerzas en cada marcha.	42
3.2. Tabla de aceleraciones del vehículo.....	44
4. Engranajes.	47
4.1. Propiedades de los engranajes.	47
4.2. Fuerzas en los engranajes.....	48
ANEXO II: Cálculo de los ejes.	49
1. Cálculo estático de los ejes.....	49
1.1. Eje primario.....	49
1.1.1. Primera marcha engranada.....	49
1.1.2. Segunda marcha engranada.....	51
1.1.3. Tercera marcha engranada.	53
1.1.4. cuarta marcha engranada.	55
1.1.5. quinta marcha engranada.	57
1.1.6. sexta marcha engranada.....	59
1.1.7. Caso más desfavorable.	61
1.2. Eje secundario.....	62
1.2.1. Primera marcha engranada.....	62
1.2.2. Segunda marcha engranada.....	64
1.2.3. Tercera marcha engranada.	66
1.2.4. Cuarta marcha engranada.....	68
1.2.5. Quinta marcha engranada.	70
1.2.6. sexta marcha engranada.....	72
1.2.7. Caso más desfavorable.	74
2. Cálculo de los ejes a fatiga.....	75
2.1. Factores correctores.....	75
2.2. Tensión y límite de fatiga.....	76

2.3. Vida a fatiga del eje primario.....	76
2.4. Vida a fatiga del eje secundario.	77
ANEXO III: Cálculo de rodamientos.....	78
1. Eje Primario.	78
1.1. Rodamiento del apoyo A.	78
1.2. Rodamiento del apoyo B.	81
2. Eje Secundario.	81
2.1. Rodamiento del apoyo A.	81
2.2. Rodamiento del apoyo B.	82

1. Objetivo

El objetivo del siguiente proyecto es el cálculo y el diseño de una caja de cambios manual de 6 velocidades para un Ford Mustang Fastback de 1967. Para ello, primero se analizarán las prestaciones originales del vehículo y después se elegirán las relaciones de la nueva caja de cambios con el fin de mejorar dichas prestaciones. Por último, se calcularán los engranajes a flexión y desgaste, los ejes primario y secundario de la caja de cambios a esfuerzos estáticos y de fatiga y se seleccionarán los rodamientos que soportan dichos ejes.

2. Introducción

2.1. Vehículo.

El Ford Mustang es un deportivo estadounidense de la marca Ford. Es uno de los vehículos más famosos del mundo debido al gran éxito en ventas en Estados Unidos y a salir en multitud de películas. Fue introducido al mercado el 17 de abril de 1964 y se sigue fabricando actualmente tras pasar por diversas generaciones. La generación más icónica del Ford Mustang fue la primera, en especial el modelo con carrocería fastback del año 1967, por salir en la famosa película “Bullitt”.



Figura 1



Figura 2

Este modelo montaba diversos motores, todos ellos utilizaban gasolina como combustible.

- 3.3 L (200 plgs³) Thriftpower L6.
- 4.3 L (260 plgs³) Windsor V8.
- 4.7 L (289 plgs³) Windsor V8.
- 4.7 L (289 plgs³) Windsor HiPo V8.
- 5.1 L (302 plgs³) Windsor V8.
- 6.4 L (390 plgs³) FE V8.
- 7.0 L (427 plgs³) FE HiPo V8.
- 6.4 L (390 plgs³) Cobra Jet & Super Cobra Jet V8.

Y montaban tres posibles transmisiones.

- Automática 3 velocidades “Ford C4”.
- Manual 3 velocidades “Toploader”.
- Manual 4 velocidades “Toploader”.

En este proyecto se va a estudiar el modelo con el motor “Windsor” V8 289 de 225 CV con la caja manual de 4 velocidades “Toploader”.

La disposición del motor es longitudinal y va por detrás del eje delantero, la caja de cambios va a continuación y la tracción se produce en las ruedas traseras, como se puede observar en el diagrama de la figura 3.

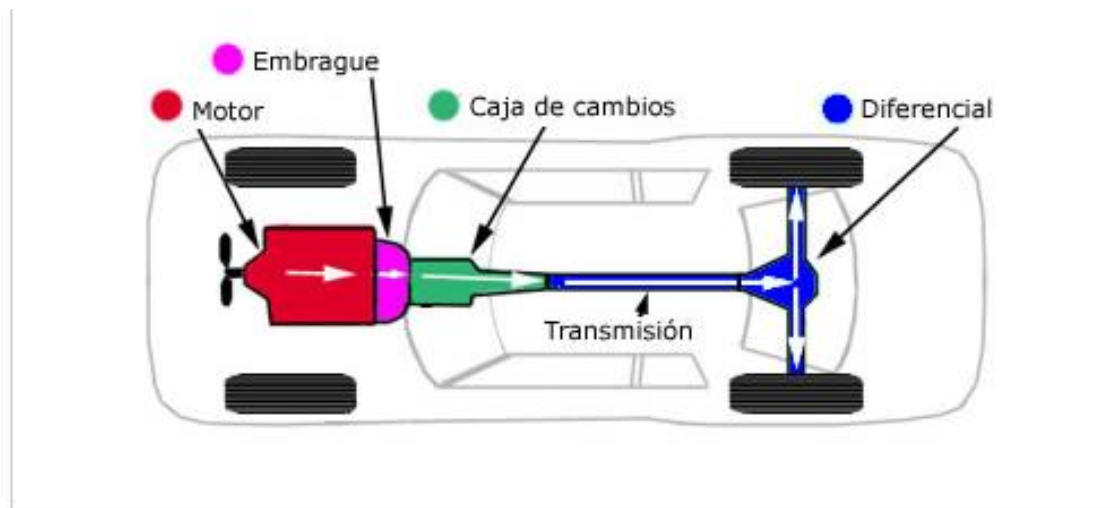
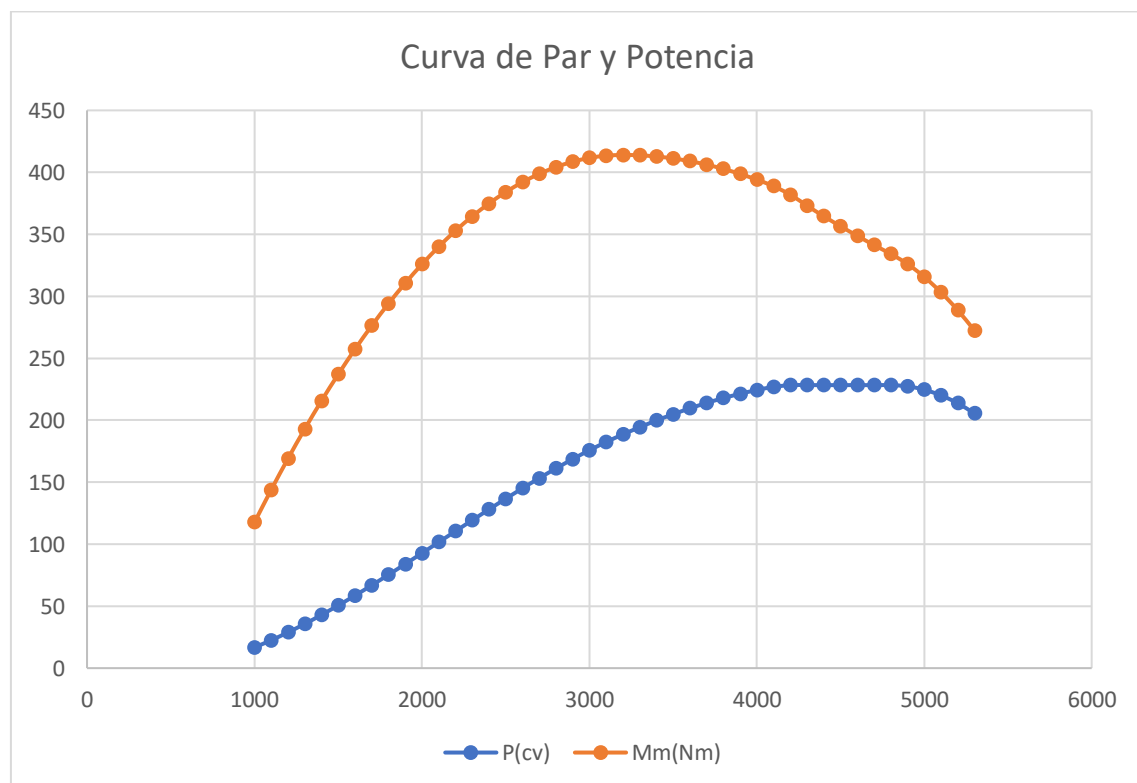


Figura 3

2.2. Motor

En este proyecto se utilizará el motor original V8 "Windsor" de 289 plgs³ y 4.7 L de cilindrada de 225CV. No se analizará su funcionamiento, sólo se tomará como dato de entrada.

Para el análisis prestacional del vehículo se necesitan las curvas de par y potencia del motor:



Gráfica 1

En la gráfica 1 se pueden observar dos curvas.

La curva naranja es la curva del par motor en Nm. El par es máximo a 3200 rpm, donde alcanza 414 Nm. En ese punto, el rendimiento específico es máximo.

La curva azul es la potencia. Dicha potencia va aumentando progresivamente hasta las 4800 revoluciones por minuto, donde alcanza su máximo de 225 CV de potencia. A partir de ahí, empieza a disminuir.

El motor tiene su máximo de revoluciones en 5300 rpm, pero a partir de las 4800 revoluciones el motor entra en pérdidas, como es una zona no aconsejable de usar, no se tendrá en cuenta para el cálculo de la velocidad máxima.

2.3. Caja de cambios

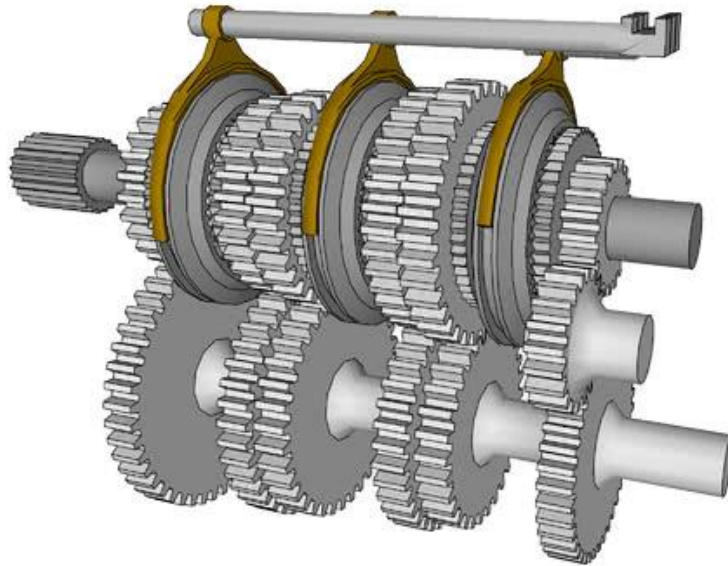


Figura 4

El motor da una velocidad y un par motor al vehículo, pero no siempre es el mismo. Depende de la potencia de dicho motor, de la carga del acelerador y de las revoluciones.

El vehículo, al arrancar desde parado o cuando se necesita acelerar, necesita más par motor que velocidad. Y cuando se va a una velocidad mayor, ya no se necesita tanto par, pero se necesita mayor velocidad.

Como este reparto no se puede hacer directamente desde el motor, se utiliza una caja de cambios. La caja de cambios distribuye la potencia recibida del motor entre par y velocidad de giro. Así el vehículo es más eficaz con una menor potencia.

Cuantas más marchas tenga la caja de cambios, más tipos de reparto tiene. Por lo tanto, a más marchas, más eficaz y más eficiente es.

En los años 60 y 70 no preparaban los vehículos para alcanzar las velocidades que se consiguen actualmente, por lo tanto, no era necesario tener tantas marchas.

La caja de cambios original es una caja manual de 4 velocidades llamada “Toploader” y fabricada por Ford. Las relaciones de dicha caja son las mostradas en la tabla 1.

Tabla 1	
Velocidad	Relación
1	2,78
2	1,93
3	1,36
4	1

El despiece de la caja de cambios original es el que se muestra en la figura 4.

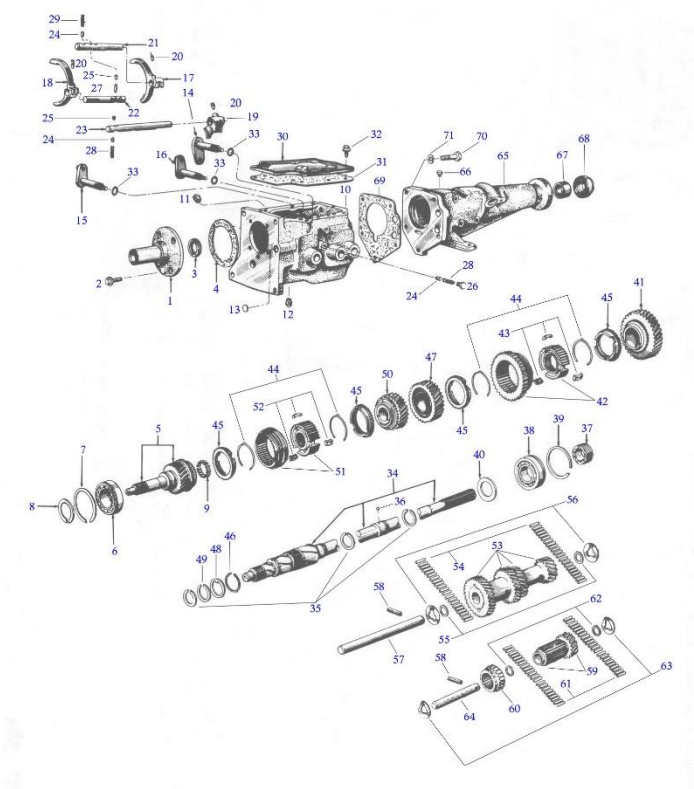


Figura 5

El diferencial está en el eje trasero porque el vehículo es tracción trasera. Dicho diferencial tiene una relación de 3.

La caja original consta de dos ejes, el primario en el que van los piñones y el secundario en el que van las ruedas. En esta caja la potencia entra por un extremo del eje primario y sale por el otro extremo del mismo eje, esto es debido, a que en la cuarta marcha la relación de transmisión es 1 (no se utilizan engranajes). En la caja que se va a diseñar, el par entrará por un extremo del eje primario y saldrá por el otro extremo del eje secundario.

2.4. Carrocería

Las medidas del vehículo (en mm) son las siguientes:

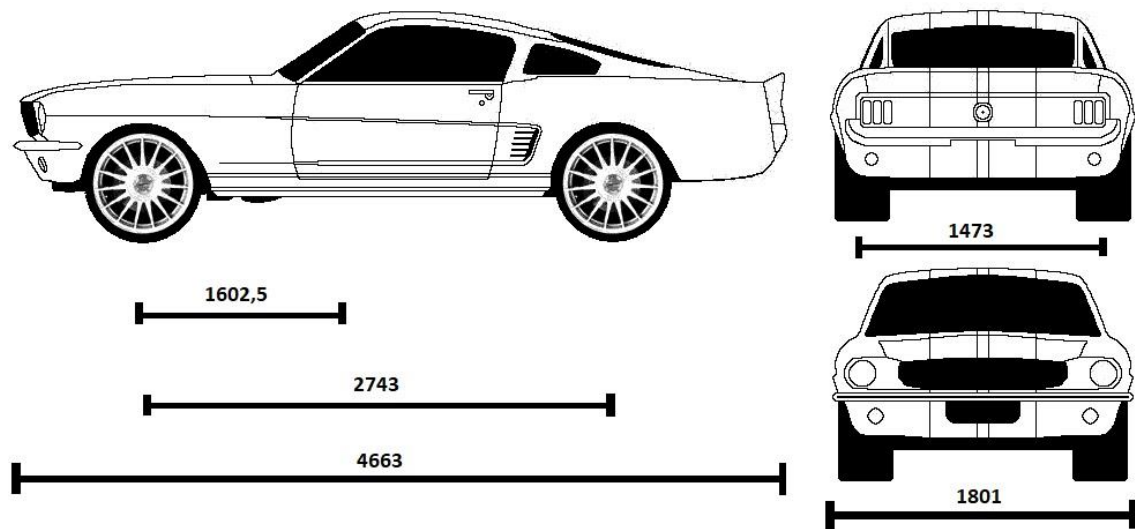


Figura 6

El peso del vehículo en orden de marcha es de 1325 kg.

Como datos aerodinámicos, el vehículo tiene un coeficiente aerodinámico C_d de 0.5 y un área frontal de $1,97 \text{ m}^2$.

2.5. Neumáticos

El modelo original podía llevar las siguientes medidas de neumáticos:

- 205/70R14 92S
- 225/65R14 92T
- 205/65R15 91T
- 225/60R15 91T
- 225/55R16 91V

En el presente estudio se utilizará la medida de 225/55R16 91V.

Se calcula el diámetro exterior.

$$D_{ext} = 16 \text{ plgs} * 25,4 \text{ mm/plgs} + 0,55 * 2 * 225 \text{ mm} = 654 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el radio exterior es.

$$R_{ext} = \frac{D_{ext}}{2} = \frac{654}{2} = 327 \text{ mm}$$

Para calcular el radio de rodadura se hará una aproximación:

$$R_{rod} \cong R_{ext} * \frac{3,05}{\pi} = 317,466 \text{ mm}$$

3. Análisis prestacional del vehículo original

Se hará un análisis prestacional del vehículo original y después se realizará con la nueva caja de cambios, con el fin de comparar los resultados. Tanto los cálculos como las gráficas, se han realizado mediante una hoja Excel. Todas las tablas de la hoja Excel están en el anexo I de este documento.

Se analizarán: la velocidad punta, las aceleraciones y las recuperaciones de 80-120 km/h.

3.1. Cálculo de las fuerzas resistentes

Primero se calcularán todas las fuerzas que se oponen al movimiento en función de la velocidad del vehículo y se representarán en una gráfica de Excel en un rango de 0 a 250 km/h.

3.1.1. Resistencia a la rodadura.

En este apartado se va a calcular la fuerza que se opone al movimiento del vehículo debida a la rodadura de los neumáticos con el asfalto. Para calcularla se va a utilizar una ecuación experimental obtenida del libro "Cálculo de la cadena de transmisión y de las prestaciones del automóvil". Dicha ecuación depende de la superficie (μ_{r0}), de la velocidad del vehículo (V) y de la reacción vertical en las ruedas tractoras (F_z).

$$R_r = F_z * \mu_r$$

Para calcular μ_r se utilizará la siguiente expresión que proviene de una aproximación experimental:

$$\mu_r = \mu_{r0} + k * V^2$$

Siendo:

μ_r : Coeficiente de rodadura

μ_{r0} : Coeficiente de asfalto 0.015

K : $5 * 10^{-7}$

V : Velocidad del vehículo en m/s

Por lo tanto, la ecuación queda así:

$$\mu_r(V) = 0,015 + 5 * 10^{-7} * V^2$$

Para calcular F_z , se aproximará su valor teniendo en cuenta sólo el peso del vehículo (se tiene un error menor al 10%). Por lo tanto, se hará un sumatorio de momentos en el eje delantero:

$$F_z * d_{ejes} = P * d_{cg}$$

Siendo:

F_z : Fuerza vertical en las ruedas traseras en kgf.

d_{ejes} : Distancia entre el eje delantero y el eje trasero en mm.

d_{cg} : Distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad del vehículo en mm.

P : Peso del vehículo en orden de marcha en kg.

$$F_z = 1325 * \frac{1602,5}{2743} = 774,06 \text{ kg}$$

Con los resultados anteriores se obtiene la ecuación que relaciona la resistencia de rodadura (R_r , en kg) y la velocidad del vehículo.

$$R_r(V) = 774,06 * (0,015 + 5 * 10^{-7} * V^2)$$

3.1.2. Resistencia aerodinámica

La fuerza de resistencia aerodinámica depende del área frontal del vehículo, del coeficiente aerodinámico, de la velocidad del vehículo y de la densidad del fluido por el que se mueve.

Se utilizan valores de densidad del aire en condiciones normales, por lo tanto, se puede utilizar la siguiente expresión:

$$R_a(V) = \frac{1}{16} * A_f * C_x * V^2$$

Siendo:

R_a : Resistencia aerodinámica en kgf.

A_f : Área frontal del vehículo en m^2 .

C_x : Coeficiente aerodinámico del vehículo.

V : Velocidad del vehículo en m/s

Se introducen los valores del vehículo estudiado en la expresión:

$$R_a(V) = \frac{1}{16} * 1,97 * 0,5 * V^2$$

3.1.3. Resistencia por pendiente

Cuando el vehículo se desplaza por una pendiente, las fuerzas debidas a la gravedad afectan a su movimiento de la siguiente manera:

$$R_p = P * \text{sen}\alpha$$

Siendo:

R_p : Resistencia por pendiente en kgf.

P : Peso del vehículo en kg.

α : Pendiente de la superficie en grados.

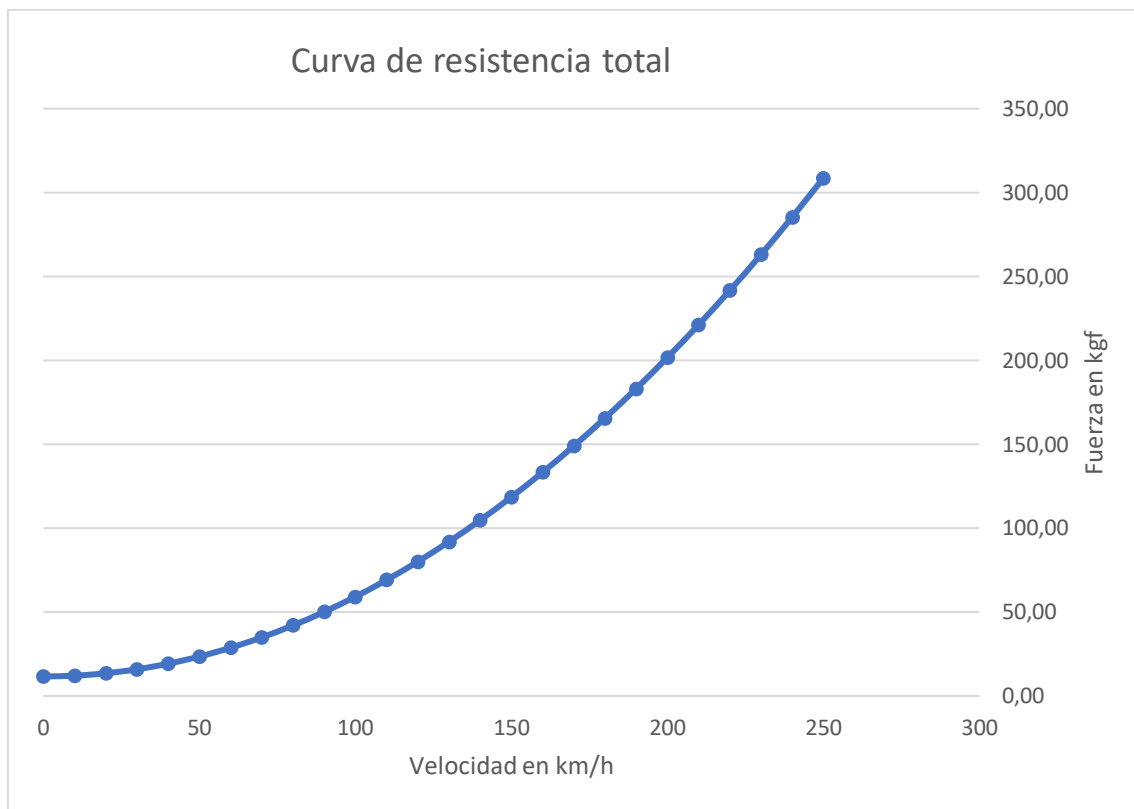
Las prestaciones de este vehículo se estudiarán en llano, por lo tanto, no se utilizará ésta ecuación en el estudio.

3.1.4. Resistencia total

La fuerza de resistencia al movimiento del vehículo total será la suma de todas las anteriores.

$$R_T = R_r + R_a + R_p$$

Se va a representar dicha ecuación en una gráfica en el rango de 0-250 km/h.



Gráfica 2

En la gráfica 2 se puede observar que las fuerzas resistivas aumentan de un modo exponencial con la velocidad del vehículo. Por lo tanto, se necesitaría cada vez mucha más potencia en el motor para superarlas.

3.2. Cálculo de la fuerza motriz

En este apartado se calculará la fuerza del motor transmitida a las ruedas traseras dependiendo de la marcha engranada y las revoluciones del motor. De este modo, se puede obtener una gráfica de la fuerza motriz respecto de la velocidad en cada marcha y otra gráfica de las revoluciones del motor respecto la velocidad en cada marcha. Así, se podrá observar de una manera más visual el comportamiento del vehículo.

Para simplificar la tabla de resultados, se pondrán todos los parámetros en función de las revoluciones del motor.

3.2.1. Potencia

La potencia del motor en función de las revoluciones del motor viene dada por la curva de potencia, siendo ésta un dato de entrada.

3.2.2. Par

El par del motor en función de las revoluciones del motor viene dado por la curva de par, siendo esta un dato de entrada.

3.2.3. Velocidad

Para el cálculo de la velocidad del vehículo en función de las revoluciones del motor, se ha de tener en cuenta la marcha engranada y la circunferencia de rodadura de la rueda. Por tanto, se calcularán las velocidades en cada marcha según la siguiente expresión:

$$V = \frac{n_m}{r_i * r_f} * \frac{2 * \pi * R}{60}$$

Siendo:

V : La velocidad del vehículo en m/s

n_m : Revoluciones del motor en rpm

R : Radio de rodadura del neumático en m.

r_i : Relación de la marcha engranada.

r_f : Relación del diferencial.

3.2.4. Fuerza motriz

La fuerza motriz depende del par motor a dichas revoluciones, de la marcha engranada, del radio de rodadura del neumático y del rendimiento de la transmisión. Para el rendimiento de la transmisión supondremos un valor estimado del 80% por ser un coche clásico. Actualmente se alcanzan mejores rendimientos.

$$F_m = \frac{M_m * r_i * r_f * \mu_t}{R}$$

Siendo:

F_m : Fuerza motriz del vehículo en kgf.

r_i : Relación de la marcha engranada.

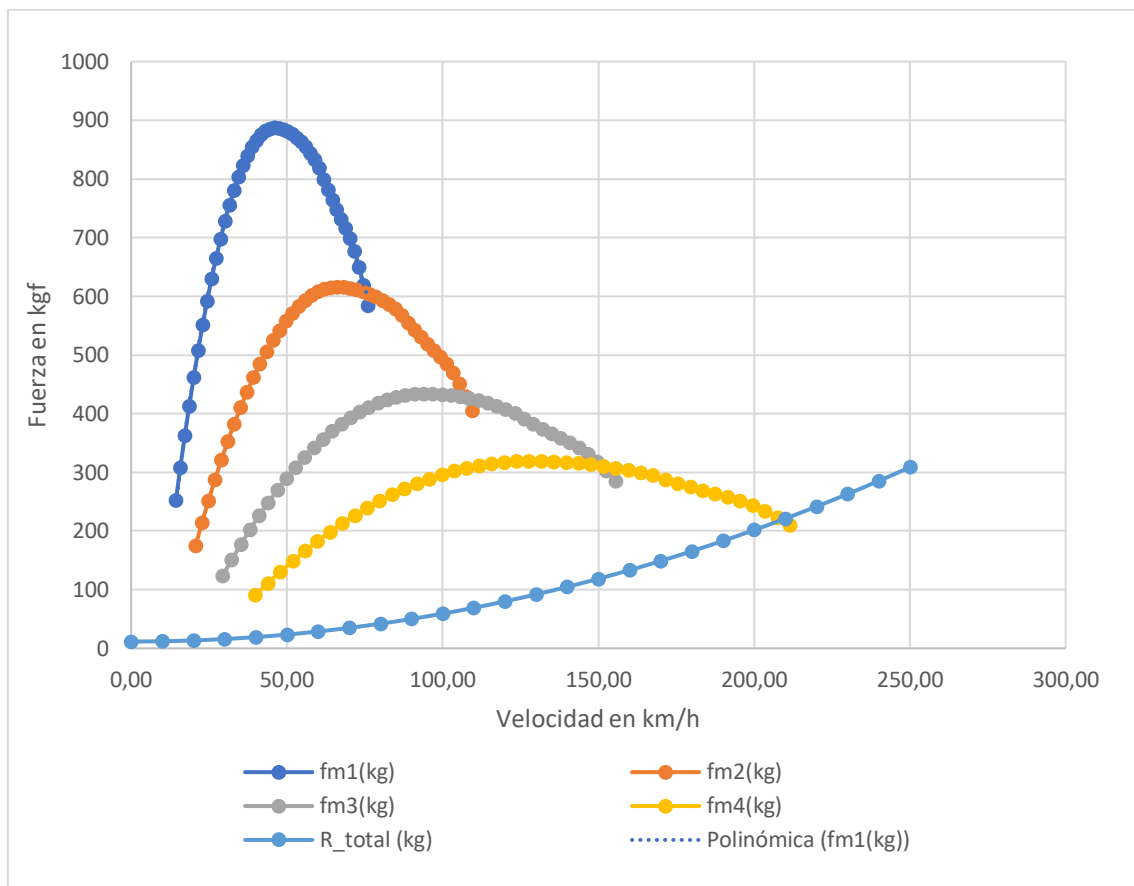
r_f : Relación del diferencial.

μ_t : Rendimiento de la transmisión.

R : Radio de rodadura del neumático en m.

3.3. Curvas de fuerzas.

A continuación, se representan los datos calculados en los apartados anteriores.

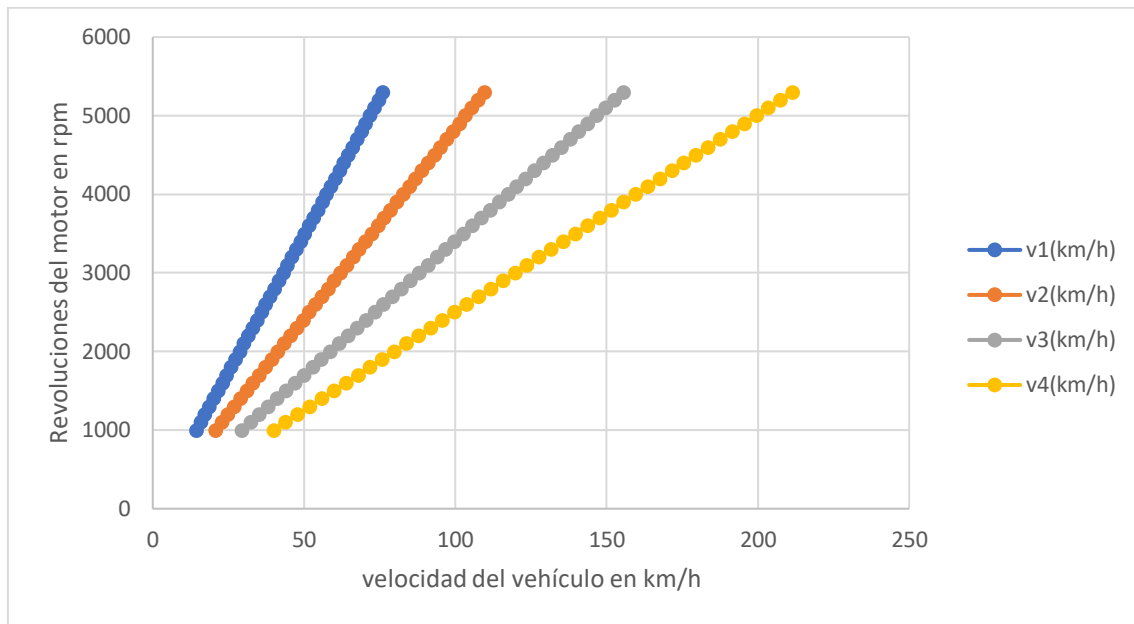


Gráfica 3

Ésta es la gráfica de fuerzas del vehículo (gráfica 3). La curva azul “fm1” oscura es la fuerza motriz del vehículo de 1000 rpm a 5300 rpm con la primera marcha engranada, así mismo con las demás marchas. La curva azul clara es la fuerza de resistencia del vehículo que depende únicamente de las características del vehículo y de la velocidad.

Para que el coche acelere, la fuerza en la marcha engranada debe ser mayor a la fuerza de resistencia. Por tanto, la velocidad máxima será cuando las dos coincidan. Esto se produce en la cuarta marcha a 210 km/h, pero en este caso no es recomendable alcanzarla, ya que, ésta se produce a unas revoluciones mayores (5300 rpm) a las de potencia máxima (4800 rpm). Se entraría en lo que se llama “zona roja” del cuentavuestras y se podría dañar el motor. Por tanto, la velocidad máxima segura se producirá al régimen de potencia máxima. Dicha velocidad es de 190 km/h.

Ahora, se va a representar las revoluciones del motor y la velocidad en cada marcha.



Gráfica 4

Como se puede observar en la gráfica 4, la línea azul (primera marcha) tiene una mayor pendiente que las demás, eso quiere decir que es una marcha más “corta”. Una marcha “corta” transmite más par pero menos velocidad de giro, eso se traduce en que el vehículo “sube” más rápido de revoluciones, pero se alcanza una menor velocidad. Por tanto, se tiene una mayor aceleración y una menor velocidad punta.

Una estrategia en las cajas de cambio es poner las primeras marchas más “cortas” y las últimas más “largas”, así se tiene una mayor aceleración a poca velocidad y se obtiene una mayor velocidad punta.

También se debe tener en cuenta “el salto” de revoluciones entre marchas. Una estrategia sería pasar de una marcha corta a potencia máxima, a la siguiente marcha a par máximo. Así, se utiliza el motor en su zona óptima.

Otra cosa a tener en cuenta es que, en las marchas más largas, el salto de revoluciones debe ser menor al de las marchas más cortas. Así, se evita que el motor se “fatigue”.

Los saltos entre marchas son los siguientes:

- De 1ª en 4800 rpm a 2ª en 3300 rpm: 1500 rpm.
- De 2ª en 4800 rpm a 3ª en 3400 rpm: 1400 rpm.
- De 3ª en 4800 rpm a 4ª en 3500 rpm: 1300 rpm.

Con estos cambios de revoluciones, el motor se mantiene en la zona óptima del motor (entre par máximo y potencia máxima) y el salto va disminuyendo a medida que las marchas son más largas.

3.4 Aceleraciones

Para hacer un análisis prestacional objetivo, se van a analizar las aceleraciones del vehículo. Primero se calculará el tiempo que transcurre desde parado hasta la velocidad máxima,

prestando especial interés por el tiempo 0-100 km/h. Después se calculará el tiempo de recuperación 80-120 km/h en 4ª marcha.

La expresión del tiempo en función de la aceleración es la siguiente:

$$t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{\gamma} * dV$$

Siendo:

t : Tiempo transcurrido en s

γ : Aceleración del vehículo en m/s^2

V : Velocidad del vehículo en m/s

Dado que la aceleración va cambiando en cada instante, es complicado resolver la integral. Por tanto, se va a aproximar utilizando una aceleración constante en los diferentes puntos calculados anteriormente.

Para calcular la aceleración en dichos puntos, se utilizará la siguiente expresión:

$$\gamma = \frac{F_m - R_t}{m_v * (1 + \varepsilon_i)}$$

Siendo:

γ : Aceleración del vehículo en m/s^2 .

F_m : Fuerza motriz del vehículo en N.

R_t : Resistencia al movimiento en N.

m_v : Masa del vehículo en kg.

ε_i : Coeficiente corrector de la inercia.

Se debe tener en cuenta que no toda la fuerza motriz es transmitida al asfalto. Por tanto, se debe calcular la fuerza máxima admisible para no sobrepasarla. Para calcular dicha fuerza máxima admisible, sólo se tendrá en cuenta el peso del vehículo.

$$F_{madm} = F_z * \mu$$

Siendo:

F_{madm} : Fuerza motriz admisible en kg.

F_z : Fuerza en el eje trasero en kg.

μ : Coeficiente de rozamiento.

Para el coeficiente de rozamiento se ha escogido un valor teórico de 0.7 en asfalto.

Para calcular el coeficiente corrector de la inercia se ha utilizado una ecuación experimental válida para tractores pero que puede servir como aproximación para este estudio. Dicha expresión es diferente para cada marcha engranada.

$$1 + \varepsilon_i = 1,04 + 0.05 * r_i^2$$

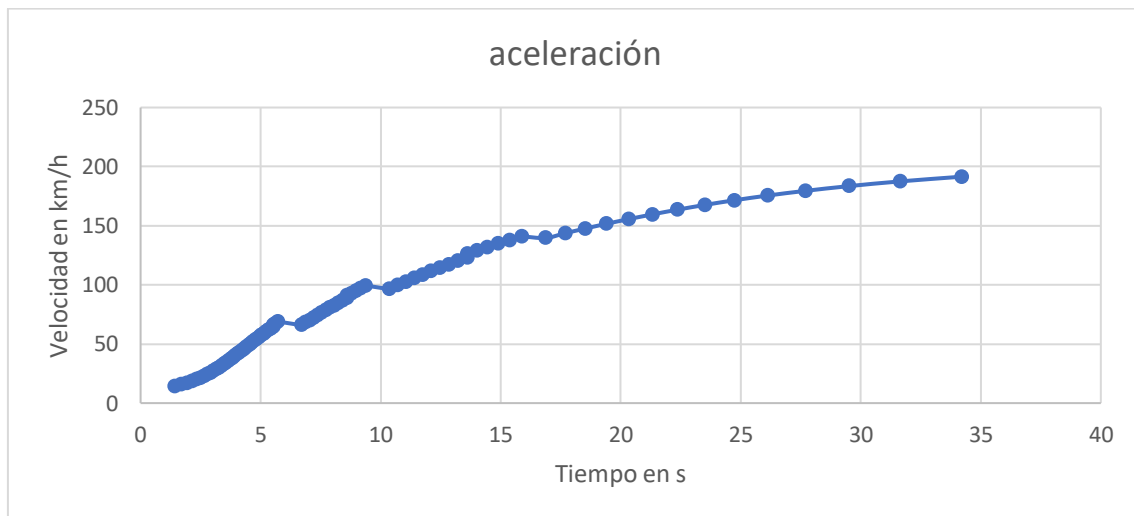
Siendo:

ε_i : Coeficiente corrector de la inercia.

r_i : Relación de la marcha i .

Se ha tenido en cuenta un tiempo de arranque hasta la velocidad inicial de 1,4 segundos y un tiempo de cambio de marcha de 1 segundo.

Con los datos obtenidos anteriormente y las ecuaciones citadas, se ha obtenido la gráfica de aceleración y las recuperaciones.



Gráfica 5

La aceleración de 0 a 100 km/h es de 11 segundos y el tiempo de recuperación de 80-120 km/h en 4ª velocidad es de 9,4 segundos, como también nos confirma el fabricante.

En resumen, los resultados obtenidos eran muy buenos en los años 60, cuando se diseñó éste vehículo. Una velocidad máxima de 190 km/h y una aceleración de 0-100 km/h en 11 s, era raro de ver en dichos años, pero no son resultados propios de un deportivo del siglo XXI. Por lo tanto, en este estudio se va a diseñar una nueva caja de cambios que actualice las prestaciones originales a este siglo. Se intentará aumentar la velocidad máxima a una mayor a 200 km/h y disminuir el tiempo de 0 a 100 km/h por debajo de 10 segundos.

Con estos datos ya se ha concluido el análisis prestacional del vehículo original. A continuación, se seleccionarán las relaciones de la nueva caja de cambios, se calcularán sus prestaciones de la misma manera y se compararán los resultados.

4. Nueva caja de 6 velocidades.

4.1. Elección de las relaciones.

Para la elección de las nuevas relaciones se ha tenido en cuenta los siguientes criterios:

- Mejora de las prestaciones dinámicas del vehículo (velocidad máxima y aceleración).
- Disminución del consumo de combustible.
- Disminución de las emisiones de gases contaminantes.
- Se utilizará el diferencial trasero original y se mantendrá su relación de 3.
- La marcha atrás será la primera marcha con un engranaje auxiliar para invertir el sentido de giro.

Para ello, se han seleccionado dos velocidades críticas, 50 km/h y 120 km/h, ya que, son las velocidades de circulación normal en ciudad y autovía, respectivamente.

Por tanto, cuando el vehículo circule a 50 km/h, tendrá engranada la segunda marcha y el motor funcionará a par máximo, ya que, a par máximo el motor es más eficiente. También se debe tener en cuenta que, al pasar a tercera marcha, el vehículo reduzca sus revoluciones hasta aproximadamente 2.000 rpm. Así, cuando no se necesite tanta fuerza motriz, se reducirá el ruido del motor, el consumo y las emisiones de gases contaminantes.

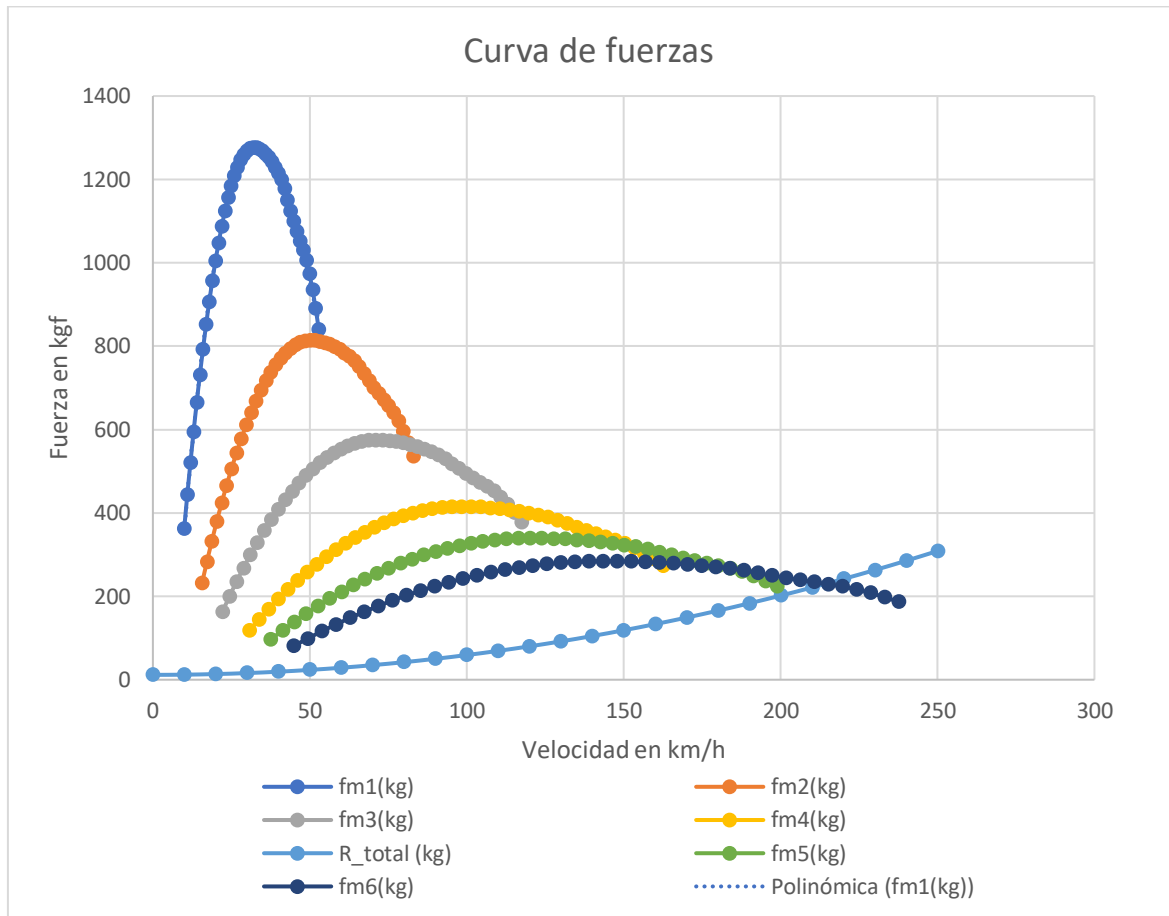
Del mismo modo se procede con 120 km/h pero, en este caso, en sexta marcha también se alcanzará la velocidad máxima del vehículo dadas sus características aerodinámicas y la potencia del motor.

También se debe tener en cuenta la progresividad de los cambios y que, al aumentar de marcha, el salto de revoluciones sea cada vez menor.

Con los criterios anteriormente mencionados, se han elegido las siguientes relaciones de la caja de cambios:

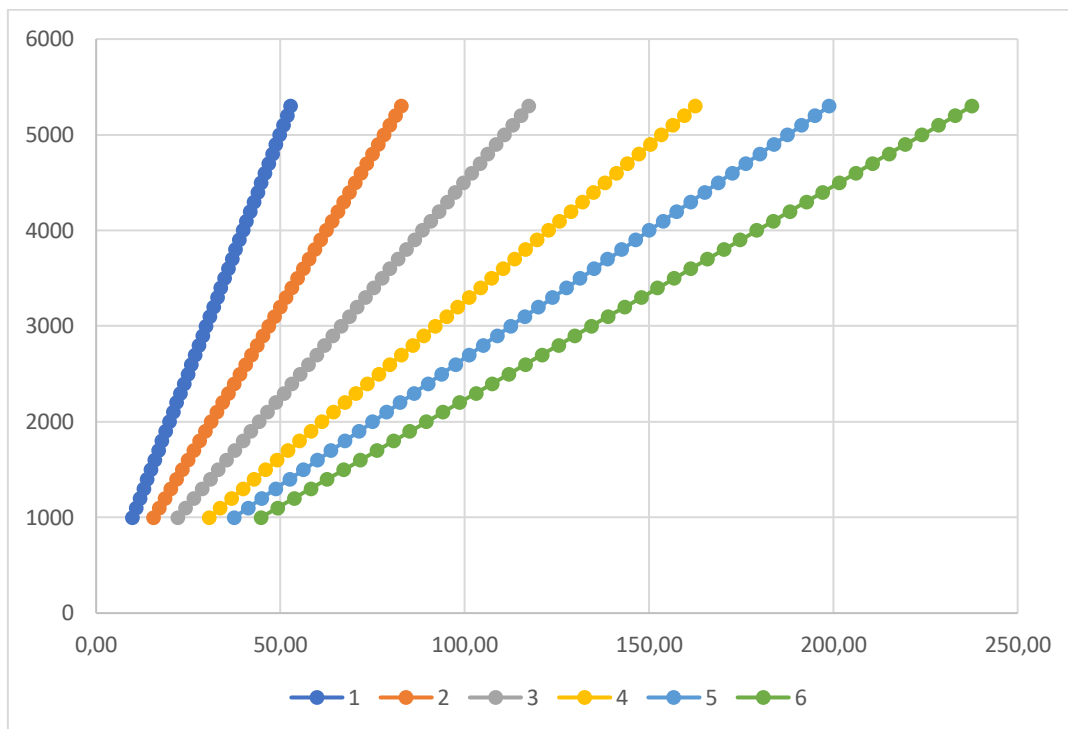
Tabla 2	
Marcha	Relación
1	4
2	2,55
3	1,8
4	1,3
5	1,063
6	0,89

4.2. Curva de fuerzas.



Gráfica 6

Del mismo modo que con la caja de cambios original, hemos obtenido las curvas de fuerza motriz en cada marcha engranada en función de la velocidad. Como se puede observar en la gráfica 6, cada curva se solapa con la siguiente favoreciendo la progresividad del movimiento del vehículo. También, se observa que la sexta marcha cruza la curva de la resistencia al movimiento. En realidad, no se podría llegar a esa situación ya que no se tiene la fuerza necesaria para superar la fuerza resistiva. Esto se hace para ir a velocidad de crucero legal de 120 km/h a bajas revoluciones para disminuir el consumo, el ruido y las emisiones de gases contaminantes.

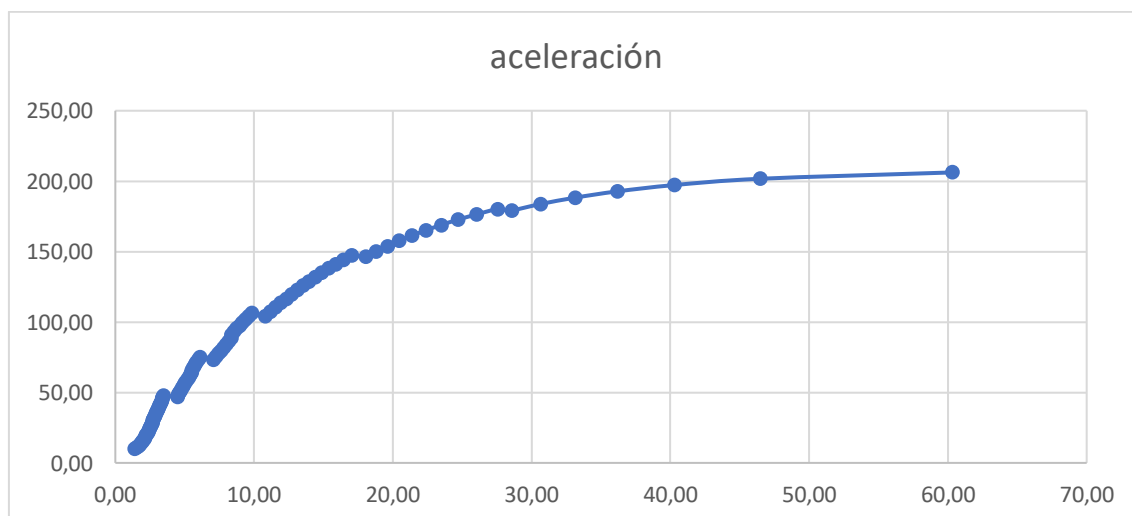


Gráfica 7

En la gráfica 7 se observan las revoluciones del motor dependiendo de la marcha engranada y la velocidad del vehículo. Al elegir las relaciones se busca pasar de potencia máxima a par máximo al aumentar la marcha, tal y como sucede en la caja original. Esto hace que las primeras marchas sean demasiado cortas como para ser cómodas, pero sirve como primer paso para seleccionar las relaciones definitivas. También se tiene en cuenta que, al ir aumentando las marchas, el salto de revoluciones sea menor. Así evitamos que el motor se fatigue.

4.3. Aceleraciones con la nueva caja de cambios.

Del mismo modo que se han calculado las aceleraciones de 0-100 km/h y las recuperaciones con la caja original, se van a calcular con la nueva caja de cambios.



Gráfica 8

Como se puede observar en la gráfica 5, la pendiente ha aumentado respecto a la pendiente de la gráfica 5, lo que significa que se ha aumentado la aceleración del vehículo. En la tabla 3 se puede ver los tiempos obtenidos.

Tabla 3

T de 0-100 km/h	T de 0-200 km/h	T de 80-120 km/h en 4ª marcha	T de 80-120 km/h en 5ª marcha	T de 80-120 km/h en 6ª marcha
9,2 s	46 s	6,2 s	8,6 s	12 s

4.4. Comparación de resultados.

En este apartado se van a comparar las prestaciones obtenidas con la caja original y con la nueva caja de cambios.

- Primero, se ha reducido el tiempo de aceleración de 0 a 100 km/h de 11 segundos con la caja original a 9,2 segundos con la nueva caja. Eso se traduce en una mejora del 16,36% sin modificar el motor ni la aerodinámica.
- Se ha aumentado la velocidad máxima de 190 km/h a 205 km/h, siendo una mejora del 7,9%.
- También se ha reducido el tiempo de recuperación 80-120 km/h en 4ª de 9,4 segundos a 6,2 segundos, es decir, una mejora del 3,4%.
- Se han obtenido otros tiempos como el de 0-200 km/h y las recuperaciones 80-120 km/h en 5ª y 6ª marcha, que no se pueden comparar con la caja original porque el vehículo original no alcanzaba dicha velocidad ni tenía 5ª y 6ª marcha.

También se ha de tener en cuenta que se ha reducido el consumo de combustible y las emisiones de gases contaminantes, pero no se ha podido obtener ningún resultado teórico que lo avale.

5. Cálculo mecánico de la nueva caja de cambios.

5.1. Parámetros de los engranajes escogidos.

Para la caja de cambios se van a utilizar engranajes de tipo helicoidal. Este tipo de engranajes tiene las siguientes ventajas frente a los engranajes de dientes rectos:

- Son más silenciosos.
- Pueden alcanzar mayores velocidades tangenciales en el diámetro primitivo.

Dichas ventajas son necesarias para una caja de cambios, ya que, un ruido constante afectaría al confort de los ocupantes del vehículo.

El material elegido para los engranajes es Acero al Cr-Ni-Mo duro F-156, que tiene las siguientes características mecánicas:

- Tensión admisible de 420 MPa.
- Dureza superficial de 60 HRC (600 HB aproximadamente).

Se ha elegido una rigidez δ de 20 según la tabla de la figura 7.

COEFICIENTE DE RIGIDEZ	
Tipo de montaje	Coeficiente δ
Engranajes sobre ejes robustos, soportados por rodamientos o cojinetes apoyados sobre soportes rígidos.	Hasta 30
Engranajes con buen asiento en cajas reductoras o de velocidad en general.	Hasta 25
Engranajes sobre apoyos ordinarios.	Hasta 15

Figura 7

El factor de servicio es un coeficiente de seguridad debido al choque. Se ha escogido un factor de servicio de 1,5 según la tabla de la figura 8.

FACTOR DE SERVICIO	
Tipo de máquina	Factor f_s
Para cargas uniformes sin choque, como: ventiladores, maquinaria de elevación, máquinas centrífugas, transmisiones por correa, etc.	De 1,00 a 1,25
Para cargas con choque medio, como: máquinas sometidas a frecuentes arranques, compresores, máquinas alternativas, herramientas portátiles neumáticas y eléctricas, bombas alternativas, etc.	De 1,25 a 1,50
Para cargas con choque fuerte, como: trenes laminadores, machacadoras de piedra, maquinaria de dragados, punzonadoras, compresores monocilíndricos, etc.	De 1,50 a 2,00

Figura 8

El factor de esfuerzos dinámicos es un coeficiente de seguridad debido a la velocidad alcanzada en el diámetro primitivo. Dicho coeficiente se ha obtenido de la tabla de la figura 9 sacada del libro "Diseño de elementos de máquinas, cap.9, diseño de engranajes rectos, pág.378."

Primero se escoge la calidad del engranaje.

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14
Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad			
Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad		Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8		0-4
800-2000	8-10		4-11
2000-4000	10-12		11-22
Más de 4000	12-14		Más de 22

Figura 9

Para ello, primero debemos calcular la velocidad tangencial del diámetro primitivo. Se va a calcular según la siguiente expresión obtenida del libro “Cálculo de elementos en máquinas”.

$$V = n * 2\pi * \frac{D_p}{2}$$

Siendo:

V : Velocidad del diámetro primitivo en $\frac{m}{min}$.

n : Número de revoluciones del piñón en rpm.

D_p : Diámetro primitivo en mm.

Se va a utilizar para el cálculo las revoluciones del motor a potencia máxima (4800 rpm), ya que, son las revoluciones máximas hábiles del motor.

Por lo tanto, estas son las velocidades de cada engranaje (tabla 4):

Tabla 4. Velocidad del círculo primitivo en m/min											
v1	v2	v3	v4	v5	v6	v7	v8	v9	v10	v11	v12
1043,08	1043,08	1444,27	1444,27	1845,45	1845,45	2246,64	2246,64	2567,59	2567,59	2728,06	2728,06

Como se tiene una velocidad de la línea de paso muy alta (2728 m/min), se escoge una calidad Qv de 12.

Después, con la calidad del engranaje y la velocidad se obtiene el coeficiente de seguridad en la tabla de la figura 10.

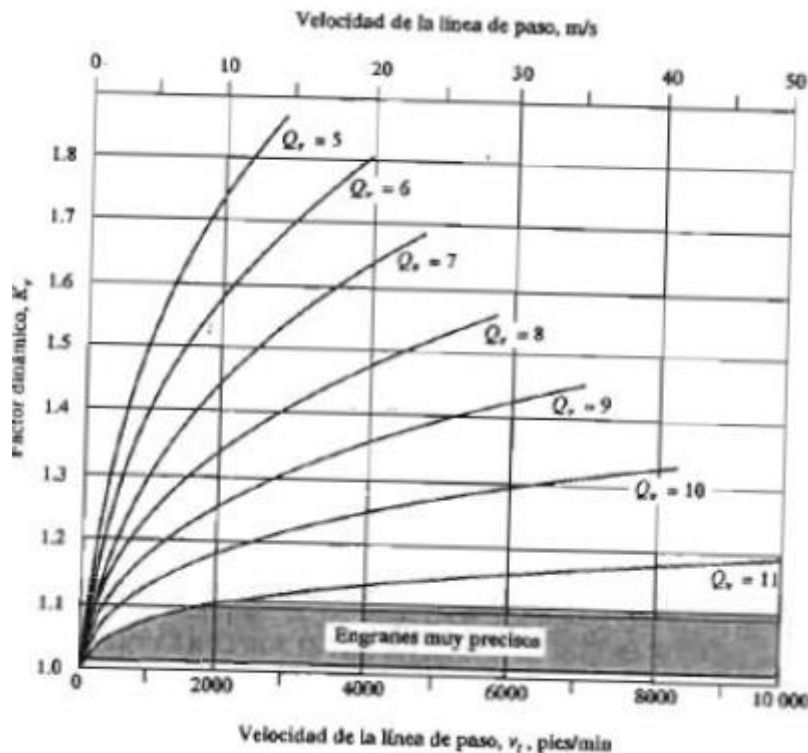


Figura 10

Como se tiene una Q_v de 12 y una velocidad de 45 m/s, se obtiene un factor dinámico K_v de 1,1. No obstante, por seguridad, se utilizará un factor de 1,2.

El coeficiente de Lewis se obtiene de la siguiente tabla del libro "Cálculo de elementos en máquinas". Teniendo en cuenta que se debe corregir el número de dientes, ya que, es de tipo helicoidal.

$$Z'_1 = \frac{Z}{\cos^3 \mu}$$

Siendo:

Z'_1 el número de dientes corregido.

Z : el número de dientes.

μ : el ángulo de inclinación de los dientes.

El ángulo de inclinación del diente es el ángulo que forma la línea de orientación del diente respecto a la dirección axial definida por el eje. Se ha utilizado un ángulo de inclinación normalizado de 20°.

FACTOR DE FORMA DEL DIENTE "Y"							
Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°	Nº de dientes	Altura normal 20°	Altura normal 14,5° o 15°	Diente corto 20°
10	0,064	0,056	0,063	25	0,108	0,097	0,133
11	0,072	0,061	0,092	27	0,111	0,099	0,136
12	0,078	0,067	0,099	30	0,114	0,101	0,139
13	0,083	0,071	0,103	34	0,118	0,104	0,142
14	0,088	0,075	0,106	38	0,122	0,106	0,145
15	0,092	0,078	0,111	43	0,126	0,108	0,147
16	0,094	0,081	0,115	50	0,130	0,110	0,151
17	0,096	0,084	0,117	60	0,134	0,113	0,154
18	0,098	0,086	0,120	75	0,138	0,115	0,156
19	0,100	0,088	0,123	100	0,142	0,117	0,161
20	0,102	0,090	0,125	150	0,146	0,119	0,165
21	0,104	0,092	0,127	300	0,150	0,122	0,170
23	0,106	0,094	0,130	Chamblora	0,154	0,124	0,175

Figura 11

Con el número de dientes corregido y una altura del diente normal de 20°, se obtiene los coeficientes de Lewis de cada engranaje según la tabla de la figura 11.

En las transmisiones por engranajes se pueden producir interferencias si el número de dientes es demasiado pequeño para la relación de transmisión. Por eso, se va a calcular el número de dientes mínimo que puede tener el piñón para que no se produzca interferencia.

$$z_{min} = \frac{2 * h_k * \pi * \cos \mu}{t_n * \sin^2 \alpha}$$

Siendo:

h_k : Altura de la cabeza del diente del piñón.

t_n : Paso circunferencial del piñón.

$$h_k = M_n = 0.8 * 6 = 4,8$$

$$t_n = M_n * \pi = 6 * \pi = 18,85$$

Con estos datos, el número de dientes mínimo es de 13 dientes. Por lo tanto, escogemos un número de dientes del piñón de 13.

Como la distancia entre todos los pares de engranajes debe ser la misma, ya que, irán sujetas a dos ejes (primario y secundario) que estarán a la misma distancia, se utilizará el mismo módulo y el mismo número de dientes total en todos los pares de engranajes.

Como el piñón de la primera marcha tiene que tener 13 dientes y tiene una relación de 4, la rueda debe tener 52 dientes. Eso hace un número de dientes total en cada par de engranajes de 65 dientes (debido a que el módulo y el ángulo de inclinación de todos los engranajes es el mismo y se debe tener la misma distancia entre el eje primario y el eje secundario).

Por lo tanto, estos son los dientes de cada engranaje de la caja de cambios (tabla 5):

Tabla 5. Número de dientes											
Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10	Z11	Z12
13	52	18	47	23	42	28	37	32	33	34	31

Y estas son las relaciones de transmisión corregidas (tabla 6):

Tabla 6. Relaciones obtenidas					
r'1	r'2	r'3	r'4	r'5	r'6
4,00	2,61	1,83	1,32	1,03	0,91

Como se ha comentado anteriormente, se ha calculado el número de dientes equivalente que se observan en la tabla 7.

Tabla 7. Número de dientes equivalente											
z'1	z'2	z'3	z'4	z'5	z'6	z'7	z'8	z'9	z'10	z'11	z'12
16	63	22	57	28	51	34	45	39	40	41	37

Con el número de dientes equivalente ya se puede calcular el coeficiente de Lewis de cada engranaje. Se observan en la tabla 8.

Tabla 8. Factor de forma de diente "y"											
y1	y2	y3	y4	y5	y6	y7	y8	y9	y10	y11	y12
0,094	0,134	0,105	0,134	0,112	0,130	0,118	0,127	0,123	0,123	0,125	0,122

5.2. Cálculo de los engranajes a flexión.

Para el cálculo de los engranajes a flexión, se han utilizado las ecuaciones del libro "Cálculo de elementos en máquinas".

$$M_n = 0,86 * \sqrt[3]{\frac{M_{tc} * \cos\mu}{\delta * Z * y * \sigma_{adm} * 1,5}}$$

Siendo:

M_n : Módulo del engranaje.

M_{tc} : Par transmitido corregido.

μ : Ángulo de inclinación del diente.

δ : Coeficiente de rigidez.

Z : Número de dientes sin corregir.

y : Coeficiente de Lewis.

σ_{adm} : Tensión admisible por el material.

El par transmitido corregido M_{tc} es el par a transmitir a potencia máxima (334200 Nmm), mayorado con el coeficiente dinámico y el factor de servicio elegidos anteriormente.

$$M_{tc} = M_t * f_s * k_v$$

Se han obtenido los pares de los doce engranajes (entre piñones y ruedas). Tabla 9.

Tabla 9. Par en el engranaje corregido en Nmm											
Mtc1	Mtc2	Mtc3	Mtc4	Mtc5	Mtc6	Mtc7	Mtc8	Mtc9	Mtc10	Mtc11	Mtc12
601560	2406240	601560	1570740	601560	1098501	601560	794919	601560	620359	601560	548481

Para el cálculo a flexión se ha elegido un módulo de 5 (elegido tras iterar la flexión y el desgaste). Se han obtenido las siguientes tensiones normales:

Tabla 10. Tensión normal en MPa											
σ_1	σ_2	σ_3	σ_4	σ_5	σ_6	σ_7	σ_8	σ_9	σ_{10}	σ_{11}	σ_{12}
78,46	55,04	50,73	39,75	37,22	32,07	29,02	26,96	24,36	24,36	22,56	23,11

Como las tensiones obtenidas (tabla 10) son menores a las admisibles del material (420 MPa), el dimensionamiento es correcto.

5.3. Cálculo de los engranajes a desgaste.

A continuación, se procederá al cálculo a desgaste de todos los engranajes de la caja de cambios. Para el cálculo, se han escogido las ecuaciones del libro "Cálculo y selección de elementos de máquinas". La principal es la siguiente:

$$M_n = \sqrt[3]{\frac{4 * M_{tc} * \cos^3 \mu}{\delta * Z^2 * K_r * \sin(2\alpha)}} * \frac{1 + i}{i}$$

Siendo:

M_n : Módulo del engranaje.

M_{tc} : Par transmitido corregido.

μ : Ángulo de inclinación del diente.

δ : Coeficiente de rigidez.

Z : Número de dientes sin corregir.

i : Relación de transmisión de ese par de engranajes.

α : Ángulo de presión del diente.

El coeficiente K_r es el coeficiente de presión de rodadura. Es un parámetro muy importante en el cálculo a desgaste. Este coeficiente depende de las revoluciones del engranaje, el número de horas de uso y de las propiedades del material (dureza y módulo de Young).

$$K_r = \frac{0,677 * HB^2}{E * W^{\frac{1}{3}}}$$

Siendo:

K_r : coeficiente de presión de rodadura.

HB : Dureza del material en HB * 10.

E : Módulo de Young del material (210 GPa).

W : Millones de vueltas del engranaje.

El número de millones de vueltas del engranaje se calcula con la siguiente expresión:

$$W = \frac{L_h * n * 60}{10^6}$$

Siendo:

L_h : Número de horas de funcionamiento.

n : Velocidad de giro del engranaje en rpm.

La velocidad de giro será la utilizada anteriormente, 4800 rpm, que son las revoluciones a potencia máxima.

Para calcular el número de horas de funcionamiento se ha supuesto una duración de la caja de 300.000 km funcionando a par máximo (120 km/h). Así, su duración en horas es de 2500 horas.

Por lo tanto, se obtiene una W de 480 millones de vueltas.

Con los datos anteriores y el módulo de Young del acero, se obtiene de la primera ecuación los coeficientes de presión de rodadura necesarios en cada engranaje (tabla 12).

Tabla 12. Coeficiente de presión de rodadura											
kr1	kr2	kr3	kr4	kr5	kr6	kr7	kr8	kr9	kr10	kr11	kr12
9,19	2,30	5,34	2,04	3,65	2,00	2,80	2,12	2,36	2,29	2,28	2,50

Con las presiones de rodadura obtenidas, ya se puede calcular la dureza necesaria del material en cada engranaje.

Tabla 13. Dureza necesaria en HB*10											
HB1	HB2	HB3	HB4	HB5	HB6	HB7	HB8	HB9	HB10	HB11	HB12
4724	2362	3601	2228	2979	2204	2610	2270	2393	2357	2354	2466

Como la dureza necesaria máxima de 472,4 HB es menor a la del material que es de 600 HB, el dimensionamiento de los engranajes es correcto.

El ancho de los engranajes se relaciona con la rigidez y el módulo.

$$\delta = \frac{b}{M_n}$$

Como se tiene un módulo de 5 y una rigidez de 20, el ancho máximo de cada engranaje es de 100 mm. Un ancho superior a ese no aseguraría un contacto óptimo entre los dientes.

Se debe tener en cuenta que se han calculado los engranajes en dos casos, a par máximo y a potencia máxima, pero sólo se ha mostrado el caso de potencia máxima debido a que es el más desfavorable.

6. Cálculo de los ejes.

A continuación, se va a calcular los ejes primario y secundario de la caja de cambios. Primero se va a calcular el eje de forma estática y después a fatiga de alto ciclo. Por último, se elegirá un diámetro de eje para una vida útil infinita (6 millones de ciclos).

El cálculo se hará con el programa de elementos finitos MEF para el cálculo estático, mientras que el cálculo a fatiga se hará analíticamente.

Se va a dejar una distancia entre los centros de cada engranaje de 150 mm. Por lo tanto, los ejes primario y secundario tienen una longitud total de 950 mm.

6.1. Cálculo estático.

El acero utilizado será un C45 con las siguientes propiedades mecánicas, como se observa en la figura 12.

- Límite elástico de 330 MPa.
- Resistencia mecánica de 600 MPa.
- Módulo de Young de 210 GPa.

Soldadura: Buena
Plegado: No admite
Transformación: Excelente
Mecanización: Excelente

Especificaciones generales acero C45/F114*

C 0,40-0,50. Mn 0,50-0,80. Si ≤ 0,40. P ≤ 0,045. S ≤ 0,035. Carbono equivalente 0,55. Cr+Mo+Mn ≤ 0,63. Rm 600/750 N/mm². ReH ≥ 330 N/mm². A 17 %. Dureza Brinell 175/220Hb.

Aplicaciones TÍPICAS

El acero C45/F114 es típicamente utilizado en elementos de máquinas de buena resistencia. Bloques hidráulicos, moldes y portamoldes. Templa bien. Se puede emplear para piezas templadas por inducción que requieran durezas superficiales de 55 HRC.

Soldadura

Acero soldable por procesos de soldeo adecuados. Se requiere un precalentamiento y enfriamiento controlados, debiendo contemplar tratamiento térmico de alivio de tensiones después de soldar. Se recomienda precalentamiento 200-250°C y enfriamiento lento.

Plegado

Deficiente. Se puede mejorar la conformación aplicando recocido de ablandamiento o globular. Se recomienda conformar siempre en caliente.

Mecanización

Precisa de tratamiento de recocido o estabilizado posterior al oxicorte para eliminar la dureza superficial resultante.

Figura 12

Para calcular los ejes se van a tener en cuenta 6 casos distintos de esfuerzos en cada eje, uno por cada marcha engranada.

Primero vamos a calcular las fuerzas que transmiten los engranajes al eje.

Los engranajes helicoidales transmiten fuerzas tangenciales, radiales y axiales. Se calculan de la siguiente forma:

$$M_t = T * \frac{D_p}{2}$$

$$A = T * tg\mu$$

$$V = T * \frac{tg\alpha}{\cos\mu}$$

Siendo:

M_t : Par a transmitir sin mayorar.

T : Fuerza tangencial.

A : Fuerza axial.

V : Fuerza radial.

Todos los cálculos, tanto del eje primario como del secundario, en cada marcha engranada están explicados en el anexo II de este documento.

En el eje primario, el caso más desfavorable es el de la segunda marcha engranada. Para un diámetro del eje de 50 mm, el coeficiente de seguridad es de 2,78. Como es mayor al coeficiente de seguridad necesario de 1,5, el cálculo es correcto.

Por lo tanto, el diámetro elegido para el eje primario (a cálculo estático) es de 50 mm. Falta el cálculo a fatiga para elegir el diámetro final del eje.

El caso más desfavorable para el eje secundario es el mismo, la segunda marcha engranada. Se comprueba el diámetro de 50 mm y se obtiene un coeficiente de seguridad de 2,4. Como es mayor a 1,5, el resultado es correcto.

Por tanto, los ejes primario y secundario tendrán un diámetro de 50 mm, a falta de comprobar el resultado de los ejes sometidos a fatiga de alto ciclo.

6.2. Cálculo del eje sometido a fatiga.

Como los ejes primario y secundario van a estar sometidos a movimientos cíclicos, sufrirán fatiga. Por tanto, aunque el eje este calculado para soportar las cargas, al ser éstas cíclicas y constantes en el tiempo, éste podría fallar y romperse. Para asegurar que los ejes soportarán dicha fatiga, se hará un cálculo de fatiga de alto ciclo (más de 10^3 ciclos).

El modelo matemático que se va a utilizar es el de "Vida total". Este método sólo se basa en los niveles de tensiones que soporta el eje. Para fatiga de alto ciclo, este método representa su comportamiento adecuadamente. Es el modelo más tradicional y cuenta con amplios datos de apoyo.

Para expresar el comportamiento de una probeta bajo sollicitaciones de fatiga se lleva a cabo un ensayo en el que, variando la tensión, se cuenta el número de ciclos que aguanta sin romper. Representando ese comportamiento en una gráfica, se obtiene la curva S-N (o curva de Wohler) de ese material en concreto.

Esa curva se puede aproximar teóricamente mediante distintos métodos. En este caso, se va a utilizar un ajuste logarítmico-logarítmico.

El modelo consta de la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = A * (2N)^B$$

$$A = \frac{(S'_{10^3})^2}{S'_e} ; B = \frac{\log(\frac{S'_e}{S'_{10^3}})}{3}$$

Siendo:

σ_a : Tensión a la que está sometido el eje.

$2N$: Número de ciclos que soporta el eje sin romperse.

S'_{10^3} : Tensión de fatiga del material en probeta a los 10^3 ciclos. Se estima como $0.9R_m$.

S'_e : Límite de fatiga del material en probeta a vida infinita. Se estima como $0.5R_m$.

El acero utilizado es el C45 con una R_m de 600 MPa. Por tanto, La tensión a 10^3 ciclos y el límite de fatiga serán los siguientes:

$$S'_{10^3} = 0.9 * 600 = 540 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 0.5 * 600 = 300 \text{ MPa}$$

Hay que tener en cuenta que la curva estimada es de una probeta normalizada. Para calcular la curva del eje se deberá corregir las tensiones de fatiga con diversos factores correctores.

Todos los cálculos se encuentran en el anexo II de este documento.

Según dichos cálculos, los ejes primario y secundario tienen un diámetro de 70 mm.

7. Cálculo de rodamientos.

El cálculo de los rodamientos está en el anexo III de este documento.

Cada eje tiene dos apoyos, el A y el B. En dichos apoyos, el eje está sujeto por rodamientos.

Los rodamientos elegidos en el catálogo de FAG son los siguientes:

- Eje primario
 - Apoyo A
 - Rodamiento rígido de bolas 6314
 - Apoyo B
 - Rodamiento rígido de bolas 6014
- Eje secundario
 - Apoyo A
 - Rodamiento rígido de bolas 6314
 - Apoyo B
 - Rodamiento rígido de bolas 6014

8. Conclusiones.

En este proyecto se han estudiado las prestaciones del vehículo, con la caja de cambios original y con la diseñada en este estudio. Con la nueva caja de cambios se ha mejorado la aceleración y la velocidad punta.

- Primero, se ha reducido el tiempo de aceleración de 0 a 100 km/h de 11 segundos con la caja original a 9,2 segundos con la nueva caja. Eso quiere decir una mejora del 16,36% sin modificar el motor ni la aerodinámica.
- Se ha aumentado la velocidad máxima de 190 km/h a 205 km/h, lo que es una mejora del 7,9%.
- También se ha reducido el tiempo de recuperación 80-120 km/h en 4ª de 9,4 segundos a 6,2 segundos, es decir, una mejora del 3,4%.
- Se han obtenido otros tiempos como el de 0-200 km/h y las recuperaciones 80-120 en 5ª y 6ª que no se pueden comparar con la caja original porque el vehículo original no alcanzaba dicha velocidad ni tenía 5ª y 6ª marcha.

Además, se ha disminuido el consumo de combustible y la emisión de gases contaminantes. El único factor que ha empeorado ha sido el peso de la caja, que ha aumentado. Aun así, las prestaciones han mejorado sustancialmente.

Después, se han calculado los engranajes para que soporten los esfuerzos llegados del motor y el desgaste producido en los dientes sin que se produzca interferencia.

Más tarde, se han calculado los ejes para que soporten los esfuerzos estáticos y la fatiga. Dichos ejes son de acero C45 con un diámetro de 70 mm y una longitud de 950 mm.

Y, por último, se han elegido de catálogo los rodamientos que soportan los ejes. Para el eje primario y para el secundario se han utilizado los mismos rodamientos. Para el apoyo A se ha utilizado un rodamiento rígido de bolas **6314**, y para el apoyo B un **6014**, según el catálogo de FAG.

Por lo tanto, en este estudio se ha hecho un diseño y un cálculo básico de una caja de cambios que mejoraría el diseño original de 1967 que se ha quedado anticuado.

También se debe tener en cuenta que, al aumentar la velocidad máxima, se deben mejorar otros aspectos del vehículo:

- Los frenos, que eran de tambores, deberían ser de discos ventilados delante, y de menor medida detrás, con el fin de que tengan una frenada segura y no se sobrecalienten, Además deberían estar dotados de ABS.
- La suspensión debería ser más corta y más dura para conseguir un centro de gravedad más bajo y una mayor estabilidad. Así tendría un mejor comportamiento dinámico en aceleraciones, frenadas y curvas.
- Se debería mejorar la insonorización del vehículo para mejorar la comodidad de los ocupantes a altas velocidades.
- También se le podría dotar de sistemas de control de estabilidad y control de tracción para mejorar la seguridad del vehículo.

9. Referencias.

Se han utilizado los siguientes libros:

Serrano Nicolás, Antonio: *Cálculo y selección de elementos de máquinas*. Universidad de Zaragoza.

Robert L. Mott, P.E.: *Diseño de elementos de máquinas*. University of Dayton: Pearson. Cuarta edición

Baselga Ariño, Santiago: *Cálculo de la cadena de transmisión y de las prestaciones del automóvil*. Universidad de Zaragoza.

Y las siguientes páginas web:

https://es.wikipedia.org/wiki/Ford_Mustang

<http://www.forristalls.com/1967%20Black-Black%20Fastback/1967%20Ford%20Mustang%20Fastback%20-%20Black%2029.jpg>

http://4.bp.blogspot.com/_xIPYSAkEt8Q/TMhgZ33WO8I/AAAAAAAAAA0/SQILzO3INT0/s1600/situacion-caja-trans2.jpg

<https://www.youtube.com/watch?v=eGBZGXp7e38>

<http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios.htm>

https://www.automobile-catalog.com/car/1967/831125/ford_mustang_fastback_22_challenger_v-8_4-speed.html

<https://vanguardia.com.mx/articulo/transmisiones-automaticas-o-manuales>

ANEXOS

ANEXO I: Tablas de resultados de Excel.

1. Fuerzas resistentes al movimiento.

1.1. Tabla del cálculo de las fuerzas resistentes al movimiento.

P(kg)	Fz(Kg)	K	mu_r0	pendiente(º)	Cx	A_f(m^2)
1325	774,06	5,00E-07	0,015	0	0,5	1,97

v(km/h)	v(m/s)	mu_r	R_rodadura (kg)	R_aerodinamica (kg)	R_pendiente (kg)	R_total (kg)
0	0,00	0,01500	11,61	0,00	0,00	11,61
10	2,78	0,01501	11,61	0,48	0,00	12,09
20	5,56	0,01501	11,62	1,90	0,00	13,52
30	8,33	0,01502	11,62	4,28	0,00	15,90
40	11,11	0,01502	11,63	7,60	0,00	19,23
50	13,89	0,01503	11,63	11,88	0,00	23,51
60	16,67	0,01503	11,63	17,10	0,00	28,73
70	19,44	0,01504	11,64	23,28	0,00	34,91
80	22,22	0,01504	11,64	30,40	0,00	42,04
90	25,00	0,01505	11,65	38,48	0,00	50,12
100	27,78	0,01505	11,65	47,50	0,00	59,15
110	30,56	0,01506	11,65	57,48	0,00	69,13
120	33,33	0,01506	11,66	68,40	0,00	80,06
130	36,11	0,01507	11,66	80,28	0,00	91,94
140	38,89	0,01507	11,67	93,10	0,00	104,77
150	41,67	0,01508	11,67	106,88	0,00	118,55
160	44,44	0,01508	11,67	121,60	0,00	133,28
170	47,22	0,01509	11,68	137,28	0,00	148,96
180	50,00	0,01509	11,68	153,91	0,00	165,59
190	52,78	0,01510	11,68	171,48	0,00	183,17
200	55,56	0,01510	11,69	190,01	0,00	201,70
210	58,33	0,01511	11,69	209,48	0,00	221,18
220	61,11	0,01511	11,70	229,91	0,00	241,61
230	63,89	0,01512	11,70	251,29	0,00	262,99
240	66,67	0,01512	11,70	273,61	0,00	285,31
250	69,44	0,01513	11,71	296,89	0,00	308,59

2. Caja de cambios original.

2.1. Tabla de velocidades y fuerzas en cada marcha.

η_t	R(mm)
0,8	317,466

	ri original	rf original
1	2,78	3
2	1,93	3
3	1,36	3
4	1	3

nm	P(cv)	Mm(Nm)	Mm(kgm)	v1(km/h)	v2(km/h)	v3(km/h)	v4(km/h)	fm1(kg)	fm2(kg)	fm3(kg)	fm4(kg)
1000	16,74	117,60	11,99	14,35	20,67	29,33	39,89	251,94	174,91	123,25	90,63
1100	22,53	143,90	14,67	15,79	22,74	32,27	43,88	308,28	214,02	150,82	110,89
1200	28,86	169,00	17,23	17,22	24,80	35,20	47,87	362,06	251,36	177,12	130,24
1300	35,69	192,90	19,66	18,66	26,87	38,13	51,86	413,26	286,90	202,17	148,65
1400	42,96	215,60	21,98	20,09	28,94	41,07	55,85	461,89	320,66	225,96	166,15
1500	50,60	237,00	24,16	21,53	31,01	44,00	59,84	507,74	352,49	248,39	182,64
1600	58,57	257,20	26,22	22,96	33,07	46,93	63,83	551,01	382,54	269,56	198,21
1700	66,83	276,20	28,15	24,40	35,14	49,87	67,82	591,72	410,80	289,47	212,85
1800	75,32	294,00	29,97	25,83	37,21	52,80	71,81	629,85	437,27	308,13	226,56
1900	83,97	310,50	31,65	27,27	39,27	55,73	75,80	665,20	461,81	325,42	239,28
2000	92,74	325,80	33,21	28,70	41,34	58,67	79,79	697,98	484,57	341,46	251,07
2100	101,59	339,90	34,65	30,14	43,41	61,60	83,78	728,18	505,54	356,23	261,94
2200	110,47	352,80	35,96	31,57	45,47	64,53	87,77	755,82	524,72	369,75	271,88
2300	119,29	364,40	37,15	33,01	47,54	67,47	91,76	780,67	541,98	381,91	280,82
2400	128,03	374,80	38,21	34,44	49,61	70,40	95,75	802,95	557,44	392,81	288,83
2500	136,64	384,00	39,14	35,88	51,68	73,33	99,73	822,66	571,13	402,45	295,92
2600	145,06	392,00	39,96	37,31	53,74	76,27	103,72	839,80	583,03	410,84	302,09
2700	153,22	398,70	40,64	38,75	55,81	79,20	107,71	854,15	592,99	417,86	307,25
2800	161,08	404,20	41,20	40,18	57,88	82,13	111,70	865,94	601,17	423,62	311,49
2900	168,61	408,50	41,64	41,62	59,94	85,07	115,69	875,15	607,57	428,13	314,80
3000	175,75	411,60	41,96	43,05	62,01	88,00	119,68	881,79	612,18	431,38	317,19
3100	182,40	413,40	42,14	44,49	64,08	90,93	123,67	885,65	614,86	433,27	318,58
3200	188,56	414,00	42,20	45,92	66,15	93,87	127,66	886,93	615,75	433,89	319,04
3300	194,31	413,70	42,17	47,36	68,21	96,80	131,65	886,29	615,30	433,58	318,81
3400	199,76	412,80	42,08	48,79	70,28	99,73	135,64	884,36	613,96	432,64	318,12
3500	204,84	411,20	41,92	50,23	72,35	102,67	139,63	880,93	611,58	430,96	316,88
3600	209,57	409,00	41,69	51,66	74,41	105,60	143,62	876,22	608,31	428,65	315,19
3700	213,91	406,20	41,41	53,10	76,48	108,54	147,61	870,22	604,15	425,72	313,03
3800	217,86	402,80	41,06	54,53	78,55	111,47	151,60	862,94	599,09	422,16	310,41
3900	221,31	398,70	40,64	55,97	80,61	114,40	155,59	854,15	592,99	417,86	307,25
4000	224,37	394,10	40,17	57,40	82,68	117,34	159,58	844,30	586,15	413,04	303,70
4100	226,89	388,80	39,63	58,84	84,75	120,27	163,57	832,94	578,27	407,48	299,62
4200	228,35	382,00	38,94	60,27	86,82	123,20	167,55	818,38	568,15	400,36	294,38
4300	228,34	373,10	38,03	61,71	88,88	126,14	171,54	799,31	554,92	391,03	287,52
4400	228,33	364,60	37,17	63,14	90,95	129,07	175,53	781,10	542,27	382,12	280,97
4500	228,33	356,50	36,34	64,58	93,02	132,00	179,52	763,75	530,23	373,63	274,73
4600	228,37	348,80	35,56	66,01	95,08	134,94	183,51	747,25	518,77	365,56	268,80
4700	228,31	341,30	34,79	67,45	97,15	137,87	187,50	731,18	507,62	357,70	263,02
4800	228,32	334,20	34,07	68,88	99,22	140,80	191,49	715,97	497,06	350,26	257,54
4900	227,43	326,10	33,24	70,32	101,29	143,74	195,48	698,62	485,01	341,77	251,30
5000	224,67	315,70	32,18	71,75	103,35	146,67	199,47	676,34	469,54	330,87	243,29
5100	220,09	303,20	30,91	73,19	105,42	149,60	203,46	649,56	450,95	317,77	233,65
5200	213,75	288,80	29,44	74,62	107,49	152,54	207,45	618,71	429,54	302,68	222,56
5300	205,48	272,40	27,77	76,06	109,55	155,47	211,44	583,58	405,14	285,49	209,92

2.2. Tabla de las aceleraciones del vehículo.

Marcha	v(km/h)	v(m/s)	Fm_motor(kg)	Fm_max(kg)	Fm (kg)	rt(kg)	a(m/s ²)	1/a	dt	t	
1	14,35	3,99	251,94	541,85	251,94	12,67	1,24	0,81	0,30	1,40	1,4 s de salida
1	15,79	4,38	308,28	541,85	308,28	12,89	1,53	0,65	0,29	1,69	
1	17,22	4,78	362,06	541,85	362,06	13,13	1,81	0,55	0,24	1,93	
1	18,66	5,18	413,26	541,85	413,26	13,40	2,07	0,48	0,21	2,14	
1	20,09	5,58	461,89	541,85	461,89	13,68	2,32	0,43	0,18	2,32	
1	21,53	5,98	507,74	541,85	507,74	13,99	2,56	0,39	0,16	2,48	
1	22,96	6,38	551,01	541,85	541,85	14,32	2,78	0,36	0,15	2,63	
1	24,40	6,78	591,72	541,85	541,85	14,67	2,99	0,33	0,14	2,77	
1	25,83	7,18	629,85	541,85	541,85	15,04	3,19	0,31	0,13	2,90	
1	27,27	7,57	665,20	541,85	541,85	15,43	3,37	0,30	0,12	3,02	
1	28,70	7,97	697,98	541,85	541,85	15,84	3,54	0,28	0,12	3,14	
1	30,14	8,37	728,18	541,85	541,85	16,28	3,69	0,27	0,11	3,25	
1	31,57	8,77	755,82	541,85	541,85	16,73	3,83	0,26	0,11	3,35	
1	33,01	9,17	780,67	541,85	541,85	17,21	3,96	0,25	0,10	3,46	
1	34,44	9,57	802,95	541,85	541,85	17,70	4,07	0,25	0,10	3,55	
1	35,88	9,97	822,66	541,85	541,85	18,22	4,17	0,24	0,10	3,65	
1	37,31	10,36	839,80	541,85	541,85	18,76	4,26	0,23	0,09	3,75	
1	38,75	10,76	854,15	541,85	541,85	19,32	4,33	0,23	0,09	3,84	
1	40,18	11,16	865,94	541,85	541,85	19,91	4,39	0,23	0,09	3,93	
1	41,62	11,56	875,15	541,85	541,85	20,51	4,43	0,23	0,09	4,02	
1	43,05	11,96	881,79	541,85	541,85	21,13	4,46	0,22	0,09	4,11	
1	44,49	12,36	885,65	541,85	541,85	21,78	4,48	0,22	0,09	4,20	
1	45,92	12,76	886,93	541,85	541,85	22,44	4,48	0,22	0,09	4,29	
1	47,36	13,15	886,29	541,85	541,85	23,13	4,48	0,22	0,09	4,38	
1	48,79	13,55	884,36	541,85	541,85	23,84	4,46	0,22	0,09	4,47	
1	50,23	13,95	880,93	541,85	541,85	24,57	4,44	0,23	0,09	4,56	
1	51,66	14,35	876,22	541,85	541,85	25,32	4,41	0,23	0,09	4,65	
1	53,10	14,75	870,22	541,85	541,85	26,09	4,38	0,23	0,09	4,74	
1	54,53	15,15	862,94	541,85	541,85	26,89	4,34	0,23	0,09	4,83	
1	55,97	15,55	854,15	541,85	541,85	27,70	4,29	0,23	0,09	4,92	

1	57,40	15,94	844,30	541,85	541,85	28,54	4,23	0,24	0,09	5,01	
1	58,84	16,34	832,94	541,85	541,85	29,39	4,17	0,24	0,09	5,11	
1	60,27	16,74	818,38	541,85	541,85	30,27	4,09	0,24	0,10	5,21	
1	61,71	17,14	799,31	541,85	541,85	31,17	3,98	0,25	0,10	5,31	
1	63,14	17,54	781,10	541,85	541,85	32,09	3,88	0,26	0,10	5,41	
1	64,58	17,94	763,75	541,85	541,85	33,03	3,79	0,26	0,10	5,51	
1	66,01	18,34	747,25	541,85	541,85	34,00	4,30	0,23	0,00	5,51	
1	67,45	18,74	731,18	541,85	541,85	34,98	4,20	0,24	0,09	5,60	
1	68,88	19,13	715,97	541,85	541,85	35,99	4,10	0,24	0,10	5,70	
2	66,15	18,37	615,75	541,85	541,85	34,09	3,51	0,29	0,00	6,70	1 s de cambio
2	68,21	18,95	615,30	541,85	541,85	35,51	3,50	0,29	0,16	6,86	
2	70,28	19,52	613,96	541,85	541,85	36,98	3,48	0,29	0,16	7,03	
2	72,35	20,10	611,58	541,85	541,85	38,50	3,46	0,29	0,17	7,19	
2	74,41	20,67	608,31	541,85	541,85	40,06	3,43	0,29	0,17	7,36	
2	76,48	21,24	604,15	541,85	541,85	41,66	3,39	0,29	0,17	7,53	
2	78,55	21,82	599,09	541,85	541,85	43,31	3,35	0,30	0,17	7,70	
2	80,61	22,39	592,99	541,85	541,85	45,00	3,31	0,30	0,17	7,87	
2	82,68	22,97	586,15	541,85	541,85	46,73	3,25	0,31	0,18	8,05	
2	84,75	23,54	578,27	541,85	541,85	48,51	3,20	0,31	0,18	8,23	
2	86,82	24,12	568,15	541,85	541,85	50,33	3,12	0,32	0,18	8,41	
2	88,88	24,69	554,92	541,85	541,85	52,20	3,03	0,33	0,19	8,59	
2	90,95	25,26	542,27	541,85	541,85	54,11	3,19	0,31	0,00	8,59	
2	93,02	25,84	530,23	541,85	530,23	56,06	3,10	0,32	0,18	8,78	
2	95,08	26,41	518,77	541,85	518,77	58,06	3,01	0,33	0,19	8,96	
2	97,15	26,99	507,62	541,85	507,62	60,10	2,92	0,34	0,19	9,16	
2	99,22	27,56	497,06	541,85	497,06	62,18	2,84	0,35	0,20	9,36	
3	96,80	26,89	433,58	541,85	433,58	59,75	2,44	0,41	0,00	10,36	1 s de cambio
3	99,73	27,70	432,64	541,85	432,64	62,71	2,42	0,41	0,34	10,69	
3	102,67	28,52	430,96	541,85	430,96	65,76	2,39	0,42	0,34	11,03	
3	105,60	29,33	428,65	541,85	428,65	68,90	2,35	0,43	0,34	11,38	
3	108,54	30,15	425,72	541,85	425,72	72,13	2,31	0,43	0,35	11,73	
3	111,47	30,96	422,16	541,85	422,16	75,44	2,26	0,44	0,36	12,08	

3	114,40	31,78	417,86	541,85	417,86	78,85	2,21	0,45	0,36	12,45	
3	117,34	32,59	413,04	541,85	413,04	82,34	2,16	0,46	0,37	12,82	
3	120,27	33,41	407,48	541,85	407,48	85,92	2,10	0,48	0,38	13,20	
3	123,20	34,22	400,36	541,85	400,36	89,59	2,03	0,49	0,39	13,60	
3	126,14	35,04	391,03	541,85	391,03	93,34	2,02	0,50	0,00	13,60	
3	129,07	35,85	382,12	541,85	382,12	97,19	1,93	0,52	0,41	14,01	
3	132,00	36,67	373,63	541,85	373,63	101,12	1,85	0,54	0,43	14,44	
3	134,94	37,48	365,56	541,85	365,56	105,15	1,77	0,57	0,45	14,89	
3	137,87	38,30	357,70	541,85	357,70	109,26	1,69	0,59	0,47	15,36	
3	140,80	39,11	350,26	541,85	350,26	113,46	1,61	0,62	0,50	15,86	
4	139,63	38,79	316,88	541,85	316,88	111,77	1,39	0,72	0,00	16,86	1 s de cambio
4	143,62	39,89	315,19	541,85	315,19	117,57	1,34	0,75	0,81	17,67	
4	147,61	41,00	313,03	541,85	313,03	123,54	1,29	0,78	0,84	18,51	
4	151,60	42,11	310,41	541,85	310,41	129,67	1,23	0,82	0,88	19,40	
4	155,59	43,22	307,25	541,85	307,25	135,97	1,16	0,86	0,93	20,33	
4	159,58	44,33	303,70	541,85	303,70	142,43	1,09	0,91	0,98	21,31	
4	163,57	45,43	299,62	541,85	299,62	149,05	1,02	0,98	1,05	22,36	
4	167,55	46,54	294,38	541,85	294,38	155,84	0,94	1,06	1,13	23,49	
4	171,54	47,65	287,52	541,85	287,52	162,79	0,85	1,18	1,24	24,73	
4	175,53	48,76	280,97	541,85	280,97	169,90	0,75	1,33	1,39	26,12	
4	179,52	49,87	274,73	541,85	274,73	177,18	0,66	1,51	1,57	27,70	
4	183,51	50,98	268,80	541,85	268,80	184,62	0,57	1,75	1,81	29,50	
4	187,50	52,08	263,02	541,85	263,02	192,22	0,48	2,08	2,12	31,63	
4	191,49	53,19	257,54	541,85	257,54	199,99	0,39	2,56	2,57	34,20	

3. Caja de cambios nueva de 6 velocidades.

3.1. Tabla de velocidades y fuerzas en cada marcha.

η_t	R(mm)
0,8	317,466

	ri nuevo	rf nuevo
1	4	3
2	2,55	3
3	1,8	3
4	1,3	3
5	1,063	3

Cálculo y diseño de una caja de cambios de 6 velocidades
para un Ford Mustang Fastback de 1967

6	0,89	3
---	------	---

nm	P(cv)	Mm(Nm)	Mm(kgm)	v1(km/h)	v2(km/h)	v3(km/h)	v4(km/h)	v5(km/h)	v6(km/h)	fm1(kg)	fm2(kg)	fm3(kg)	fm4(kg)	fm5(kg)	fm6(kg)
1000	16,74	117,60	11,99	9,97	15,64	22,16	30,69	37,53	44,82	362,50	231,10	163,13	117,81	96,34	80,66
1100	22,53	143,90	14,67	10,97	17,21	24,38	33,76	41,28	49,31	443,57	282,78	199,61	144,16	117,88	98,70
1200	28,86	169,00	17,23	11,97	18,77	26,60	36,83	45,04	53,79	520,94	332,10	234,43	169,31	138,44	115,91
1300	35,69	192,90	19,66	12,97	20,34	28,81	39,89	48,79	58,27	594,62	379,07	267,58	193,25	158,02	132,30
1400	42,96	215,60	21,98	13,96	21,90	31,03	42,96	52,54	62,75	664,59	423,68	299,07	215,99	176,61	147,87
1500	50,60	237,00	24,16	14,96	23,47	33,24	46,03	56,29	67,24	730,56	465,73	328,75	237,43	194,15	162,55
1600	58,57	257,20	26,22	15,96	25,03	35,46	49,10	60,05	71,72	792,82	505,42	356,77	257,67	210,69	176,40
1700	66,83	276,20	28,15	16,95	26,60	37,68	52,17	63,80	76,20	851,39	542,76	383,13	276,70	226,26	189,43
1800	75,32	294,00	29,97	17,95	28,16	39,89	55,24	67,55	80,68	906,26	577,74	407,82	294,53	240,84	201,64
1900	83,97	310,50	31,65	18,95	29,72	42,11	58,31	71,31	85,17	957,12	610,16	430,70	311,06	254,35	212,96
2000	92,74	325,80	33,21	19,95	31,29	44,33	61,38	75,06	89,65	1004,28	640,23	451,93	326,39	266,89	223,45
2100	101,59	339,90	34,65	20,94	32,85	46,54	64,44	78,81	94,13	1047,75	667,94	471,49	340,52	278,44	233,12
2200	110,47	352,80	35,96	21,94	34,42	48,76	67,51	82,57	98,61	1087,51	693,29	489,38	353,44	289,01	241,97
2300	119,29	364,40	37,15	22,94	35,98	50,98	70,58	86,32	103,10	1123,27	716,08	505,47	365,06	298,51	249,93
2400	128,03	374,80	38,21	23,94	37,55	53,19	73,65	90,07	107,58	1155,33	736,52	519,90	375,48	307,03	257,06
2500	136,64	384,00	39,14	24,93	39,11	55,41	76,72	93,82	112,06	1183,69	754,60	532,66	384,70	314,56	263,37
2600	145,06	392,00	39,96	25,93	40,68	57,62	79,79	97,58	116,54	1208,35	770,32	543,76	392,71	321,12	268,86
2700	153,22	398,70	40,64	26,93	42,24	59,84	82,86	101,33	121,03	1229,00	783,49	553,05	399,42	326,61	273,45
2800	161,08	404,20	41,20	27,93	43,81	62,06	85,93	105,08	125,51	1245,95	794,29	560,68	404,93	331,11	277,22
2900	168,61	408,50	41,64	28,92	45,37	64,27	88,99	108,84	129,99	1259,21	802,74	566,64	409,24	334,63	280,17
3000	175,75	411,60	41,96	29,92	46,93	66,49	92,06	112,59	134,47	1268,76	808,84	570,94	412,35	337,17	282,30
3100	182,40	413,40	42,14	30,92	48,50	68,71	95,13	116,34	138,96	1274,31	812,37	573,44	414,15	338,65	283,53
3200	188,56	414,00	42,20	31,92	50,06	70,92	98,20	120,09	143,44	1276,16	813,55	574,27	414,75	339,14	283,95
3300	194,31	413,70	42,17	32,91	51,63	73,14	101,27	123,85	147,92	1275,24	812,96	573,86	414,45	338,89	283,74
3400	199,76	412,80	42,08	33,91	53,19	75,36	104,34	127,60	152,40	1272,46	811,19	572,61	413,55	338,16	283,12
3500	204,84	411,20	41,92	34,91	54,76	77,57	107,41	131,35	156,89	1267,53	808,05	570,39	411,95	336,85	282,03
3600	209,57	409,00	41,69	35,90	56,32	79,79	110,48	135,11	161,37	1260,75	803,73	567,34	409,74	335,04	280,52
3700	213,91	406,20	41,41	36,90	57,89	82,00	113,54	138,86	165,85	1252,12	798,22	563,45	406,94	332,75	278,60
3800	217,86	402,80	41,06	37,90	59,45	84,22	116,61	142,61	170,33	1241,64	791,54	558,74	403,53	329,96	276,26
3900	221,31	398,70	40,64	38,90	61,01	86,44	119,68	146,37	174,82	1229,00	783,49	553,05	399,42	326,61	273,45
4000	224,37	394,10	40,17	39,89	62,58	88,65	122,75	150,12	179,30	1214,82	774,45	546,67	394,82	322,84	270,30
4100	226,89	388,80	39,63	40,89	64,14	90,87	125,82	153,87	183,78	1198,48	764,03	539,32	389,51	318,50	266,66
4200	228,35	382,00	38,94	41,89	65,71	93,09	128,89	157,62	188,26	1177,52	750,67	529,88	382,69	312,93	262,00
4300	228,34	373,10	38,03	42,89	67,27	95,30	131,96	161,38	192,75	1150,09	733,18	517,54	373,78	305,64	255,89
4400	228,33	364,60	37,17	43,88	68,84	97,52	135,03	165,13	197,23	1123,88	716,48	505,75	365,26	298,67	250,06
4500	228,33	356,50	36,34	44,88	70,40	99,73	138,09	168,88	201,71	1098,92	700,56	494,51	357,15	292,04	244,51
4600	228,37	348,80	35,56	45,88	71,97	101,95	141,16	172,64	206,19	1075,18	685,43	483,83	349,43	285,73	239,23
4700	228,31	341,30	34,79	46,88	73,53	104,17	144,23	176,39	210,68	1052,06	670,69	473,43	341,92	279,59	234,08
4800	228,32	334,20	34,07	47,87	75,09	106,38	147,30	180,14	215,16	1030,18	656,74	463,58	334,81	273,77	229,21
4900	227,43	326,10	33,24	48,87	76,66	108,60	150,37	183,89	219,64	1005,21	640,82	452,34	326,69	267,13	223,66
5000	224,67	315,70	32,18	49,87	78,22	110,82	153,44	187,65	224,12	973,15	620,38	437,92	316,27	258,61	216,53
5100	220,09	303,20	30,91	50,86	79,79	113,03	156,51	191,40	228,61	934,62	595,82	420,58	303,75	248,37	207,95
5200	213,75	288,80	29,44	51,86	81,35	115,25	159,58	195,15	233,09	890,23	567,52	400,60	289,32	236,58	198,08
5300	205,48	272,40	27,77	52,86	82,92	117,47	162,64	198,91	237,57	839,68	535,29	377,85	272,89	223,14	186,83

3.2. Tabla de aceleraciones del vehículo.

Marcha	v(km/h)	v(m/s)	Fm_motor(kg)	Fm_max (kg)	Fm (kg)	rt(kg)	a(m/s ²)	1/a	dt	t	
1	9,97	2,77	362,50	541,85	362,50	12,12	1,82	0,55	0,30	1,40	1,4 s de salida
1	10,97	3,05	443,57	541,85	443,57	12,23	2,24	0,45	0,14	1,54	
1	11,97	3,32	520,94	541,85	520,94	12,35	2,64	0,38	0,11	1,65	
1	12,97	3,60	594,62	541,85	541,85	12,47	3,02	0,33	0,10	1,75	
1	13,96	3,88	664,59	541,85	541,85	12,61	3,38	0,30	0,09	1,84	
1	14,96	4,16	730,56	541,85	541,85	12,76	3,72	0,27	0,08	1,92	
1	15,96	4,43	792,82	541,85	541,85	12,92	4,04	0,25	0,07	1,99	
1	16,95	4,71	851,39	541,85	541,85	13,09	4,35	0,23	0,07	2,05	
1	17,95	4,99	906,26	541,85	541,85	13,27	4,63	0,22	0,06	2,12	
1	18,95	5,26	957,12	541,85	541,85	13,46	4,89	0,20	0,06	2,17	
1	19,95	5,54	1004,28	541,85	541,85	13,65	5,14	0,19	0,06	2,23	
1	20,94	5,82	1047,75	541,85	541,85	13,86	5,36	0,19	0,05	2,28	
1	21,94	6,09	1087,51	541,85	541,85	14,08	5,57	0,18	0,05	2,33	
1	22,94	6,37	1123,27	541,85	541,85	14,31	5,75	0,17	0,05	2,38	
1	23,94	6,65	1155,33	541,85	541,85	14,55	5,92	0,17	0,05	2,43	
1	24,93	6,93	1183,69	541,85	541,85	14,80	6,06	0,16	0,05	2,48	
1	25,93	7,20	1208,35	541,85	541,85	15,07	6,19	0,16	0,05	2,52	
1	26,93	7,48	1229,00	541,85	541,85	15,34	6,29	0,16	0,04	2,56	
1	27,93	7,76	1245,95	541,85	541,85	15,62	6,38	0,16	0,04	2,61	
1	28,92	8,03	1259,21	541,85	541,85	15,91	6,45	0,16	0,04	2,65	
1	29,92	8,31	1268,76	541,85	541,85	16,21	6,49	0,15	0,04	2,69	
1	30,92	8,59	1274,31	541,85	541,85	16,52	6,52	0,15	0,04	2,74	
1	31,92	8,87	1276,16	541,85	541,85	16,84	6,53	0,15	0,04	2,78	
1	32,91	9,14	1275,24	541,85	541,85	17,18	6,52	0,15	0,04	2,82	
1	33,91	9,42	1272,46	541,85	541,85	17,52	6,51	0,15	0,04	2,86	
1	34,91	9,70	1267,53	541,85	541,85	17,87	6,48	0,15	0,04	2,91	
1	35,90	9,97	1260,75	541,85	541,85	18,23	6,44	0,16	0,04	2,95	
1	36,90	10,25	1252,12	541,85	541,85	18,61	6,40	0,16	0,04	2,99	
1	37,90	10,53	1241,64	541,85	541,85	18,99	6,34	0,16	0,04	3,04	
1	38,90	10,80	1229,00	541,85	541,85	19,38	6,27	0,16	0,04	3,08	
1	39,89	11,08	1214,82	541,85	541,85	19,79	6,20	0,16	0,04	3,13	
1	40,89	11,36	1198,48	541,85	541,85	20,20	6,11	0,16	0,05	3,17	
1	41,89	11,64	1177,52	541,85	541,85	20,63	6,00	0,17	0,05	3,22	
1	42,89	11,91	1150,09	541,85	541,85	21,06	5,85	0,17	0,05	3,26	
1	43,88	12,19	1123,88	541,85	541,85	21,50	5,72	0,17	0,05	3,31	
1	44,88	12,47	1098,92	541,85	541,85	21,96	5,58	0,18	0,05	3,36	
1	45,88	12,74	1075,18	541,85	541,85	22,42	6,35	0,16	0,00	3,36	
1	46,88	13,02	1052,06	541,85	541,85	22,90	6,21	0,16	0,04	3,40	
1	47,87	13,30	1030,18	541,85	541,85	23,38	6,07	0,16	0,05	3,45	

2	46,93	13,04	808,84	541,85	541,85	22,93	4,74	0,21	0,00	4,45	1 s de cambio
2	48,50	13,47	812,37	541,85	541,85	23,69	4,76	0,21	0,09	4,54	
2	50,06	13,91	813,55	541,85	541,85	24,49	4,76	0,21	0,09	4,63	
2	51,63	14,34	812,96	541,85	541,85	25,30	4,75	0,21	0,09	4,72	
2	53,19	14,78	811,19	541,85	541,85	26,15	4,74	0,21	0,09	4,81	
2	54,76	15,21	808,05	541,85	541,85	27,01	4,71	0,21	0,09	4,91	
2	56,32	15,64	803,73	541,85	541,85	27,91	4,68	0,21	0,09	5,00	
2	57,89	16,08	798,22	541,85	541,85	28,82	4,64	0,22	0,09	5,09	
2	59,45	16,51	791,54	541,85	541,85	29,77	4,59	0,22	0,09	5,19	
2	61,01	16,95	783,49	541,85	541,85	30,74	4,54	0,22	0,10	5,28	
2	62,58	17,38	774,45	541,85	541,85	31,73	4,48	0,22	0,10	5,38	
2	64,14	17,82	764,03	541,85	541,85	32,75	4,41	0,23	0,10	5,48	
2	65,71	18,25	750,67	541,85	541,85	33,79	4,68	0,21	0,00	5,48	
2	67,27	18,69	733,18	541,85	541,85	34,86	4,56	0,22	0,09	5,57	
2	68,84	19,12	716,48	541,85	541,85	35,95	4,44	0,22	0,10	5,67	
2	70,40	19,56	700,56	541,85	541,85	37,07	4,33	0,23	0,10	5,77	
2	71,97	19,99	685,43	541,85	541,85	38,22	4,23	0,24	0,10	5,87	
2	73,53	20,43	670,69	541,85	541,85	39,39	4,12	0,24	0,10	5,97	
2	75,09	20,86	656,74	541,85	541,85	40,58	4,02	0,25	0,11	6,08	
3	73,14	20,32	573,86	541,85	541,85	39,09	3,49	0,29	0,00	7,08	1 s de cambio
3	75,36	20,93	572,61	541,85	541,85	40,78	3,47	0,29	0,18	7,25	
3	77,57	21,55	570,39	541,85	541,85	42,52	3,45	0,29	0,18	7,43	
3	79,79	22,16	567,34	541,85	541,85	44,32	3,42	0,29	0,18	7,61	
3	82,00	22,78	563,45	541,85	541,85	46,16	3,38	0,30	0,18	7,79	
3	84,22	23,39	558,74	541,85	541,85	48,05	3,34	0,30	0,18	7,98	
3	86,44	24,01	553,05	541,85	541,85	49,99	3,29	0,30	0,19	8,16	
3	88,65	24,63	546,67	541,85	541,85	51,99	3,23	0,31	0,19	8,35	
3	90,87	25,24	539,32	541,85	539,32	54,03	3,29	0,30	0,00	8,35	
3	93,09	25,86	529,88	541,85	529,88	56,12	3,21	0,31	0,19	8,54	
3	95,30	26,47	517,54	541,85	517,54	58,27	3,12	0,32	0,19	8,74	
3	97,52	27,09	505,75	541,85	505,75	60,47	3,02	0,33	0,20	8,94	
3	99,73	27,70	494,51	541,85	494,51	62,71	2,93	0,34	0,21	9,14	
3	101,95	28,32	483,83	541,85	483,83	65,01	2,84	0,35	0,21	9,36	
3	104,17	28,94	473,43	541,85	473,43	67,35	2,76	0,36	0,22	9,58	
3	106,38	29,55	463,58	541,85	463,58	69,75	2,67	0,37	0,23	9,80	

4	104,34	28,98	413,55	541,85	413,55	67,54	2,35	0,43	0,00	10,80	1 s de cambio
4	107,41	29,84	411,95	541,85	411,95	70,88	2,31	0,43	0,37	11,17	
4	110,48	30,69	409,74	541,85	409,74	74,31	2,28	0,44	0,37	11,54	
4	113,54	31,54	406,94	541,85	406,94	77,84	2,23	0,45	0,38	11,92	
4	116,61	32,39	403,53	541,85	403,53	81,47	2,19	0,46	0,39	12,30	
4	119,68	33,24	399,42	541,85	399,42	85,20	2,13	0,47	0,39	12,70	
4	122,75	34,10	394,82	541,85	394,82	89,02	2,08	0,48	0,41	13,10	
4	125,82	34,95	389,51	541,85	389,51	92,94	2,01	0,50	0,42	13,52	
4	128,89	35,80	382,69	541,85	382,69	96,95	1,94	0,52	0,43	13,95	
4	131,96	36,65	373,78	541,85	373,78	101,06	1,85	0,54	0,45	14,40	
4	135,03	37,51	365,26	541,85	365,26	105,27	1,76	0,57	0,47	14,88	
4	138,09	38,36	357,15	541,85	357,15	109,58	1,68	0,60	0,50	15,37	
4	141,16	39,21	349,43	541,85	349,43	113,98	1,60	0,63	0,52	15,89	
4	144,23	40,06	341,92	541,85	341,92	118,48	1,52	0,66	0,55	16,44	
4	147,30	40,92	334,81	541,85	334,81	123,08	1,44	0,70	0,58	17,02	
5	146,37	40,66	326,61	541,85	326,61	121,66	1,39	0,72	0,00	18,02	1 s de cambio
5	150,12	41,70	322,84	541,85	322,84	127,38	1,33	0,75	0,77	18,78	
5	153,87	42,74	318,50	541,85	318,50	133,24	1,26	0,80	0,81	19,59	
5	157,62	43,78	312,93	541,85	312,93	139,25	1,18	0,85	0,86	20,45	
5	161,38	44,83	305,64	541,85	305,64	145,40	1,09	0,92	0,92	21,37	
5	165,13	45,87	298,67	541,85	298,67	151,69	1,00	1,00	1,00	22,37	
5	168,88	46,91	292,04	541,85	292,04	158,13	0,91	1,10	1,10	23,47	
5	172,64	47,95	285,73	541,85	285,73	164,72	0,82	1,22	1,21	24,68	
5	176,39	49,00	279,59	541,85	279,59	171,45	0,73	1,36	1,35	26,02	
5	180,14	50,04	273,77	541,85	273,77	178,32	0,65	1,54	1,52	27,54	
6	179,30	49,81	270,30	541,85	270,30	176,76	0,63	1,58	0,00	28,54	1 s de cambio
6	183,78	51,05	266,66	541,85	266,66	185,12	0,55	1,81	2,11	30,64	
6	188,26	52,30	262,00	541,85	262,00	193,69	0,46	2,16	2,47	33,11	
6	192,75	53,54	255,89	541,85	255,89	202,46	0,36	2,76	3,06	36,17	
6	197,23	54,79	250,06	541,85	250,06	211,44	0,26	3,82	4,09	40,27	
6	201,71	56,03	244,51	541,85	244,51	220,63	0,16	6,17	6,22	46,48	
6	206,19	57,28	239,23	541,85	239,23	230,02	0,06	16,01	13,81	60,30	Vmax
6	210,68	58,52	234,08	541,85	234,08	239,62	-0,04	-26,60	-6,59	53,70	
6	215,16	59,77	229,21	541,85	229,21	249,43	-0,14	-7,29	-21,10	32,60	

Recuperaciones 80-120 4ª										
Marcha	v(km/h)	v(m/s)	Fm_motor(kg)	Fm_max (kg)	Fm (kg)	rt(kg)	a(m/s^2)	1/a	dt	t
4	79,79	22,16	392,71	541,85	392,71	44,32	1,81	0,55	0,00	0,00
4	82,86	23,02	399,42	541,85	399,42	46,88	1,83	0,55	0,47	0,47
4	85,93	23,87	404,93	541,85	404,93	49,54	1,84	0,54	0,46	0,93
4	88,99	24,72	409,24	541,85	409,24	52,30	1,85	0,54	0,46	1,40
4	92,06	25,57	412,35	541,85	412,35	55,15	1,85	0,54	0,46	1,86
4	95,13	26,43	414,15	541,85	414,15	58,10	1,85	0,54	0,46	2,32
4	98,20	27,28	414,75	541,85	414,75	61,15	1,83	0,55	0,46	2,78
4	101,27	28,13	414,45	541,85	414,45	64,30	1,82	0,55	0,47	3,25
4	104,34	28,98	413,55	541,85	413,55	67,54	1,79	0,56	0,47	3,72
4	107,41	29,84	411,95	541,85	411,95	70,88	1,77	0,57	0,48	4,20
4	110,48	30,69	409,74	541,85	409,74	74,31	1,74	0,57	0,49	4,68
4	113,54	31,54	406,94	541,85	406,94	77,84	1,71	0,59	0,49	5,18
4	116,61	32,39	403,53	541,85	403,53	81,47	1,67	0,60	0,51	5,68
4	119,68	33,24	399,42	541,85	399,42	85,20	1,63	0,61	0,52	6,20

Recuperaciones 80-120 5ª										
Marcha	v(km/h)	v(m/s)	Fm_motor(kg)	Fm_max (kg)	Fm (kg)	rt(kg)	a(m/s^2)	1/a	dt	t
5	78,81	21,89	278,44	541,85	278,44	43,52	1,22	0,82	0,00	0,00
5	82,57	22,93	289,01	541,85	289,01	46,63	1,26	0,80	0,84	0,84
5	86,32	23,98	298,51	541,85	298,51	49,89	1,29	0,78	0,82	1,66
5	90,07	25,02	307,03	541,85	307,03	53,29	1,32	0,76	0,80	2,46
5	93,82	26,06	314,56	541,85	314,56	56,83	1,34	0,75	0,79	3,25
5	97,58	27,10	321,12	541,85	321,12	60,52	1,35	0,74	0,78	4,02
5	101,33	28,15	326,61	541,85	326,61	64,36	1,36	0,74	0,77	4,79
5	105,08	29,19	331,11	541,85	331,11	68,34	1,36	0,73	0,77	5,56
5	108,84	30,23	334,63	541,85	334,63	72,46	1,36	0,74	0,77	6,33
5	112,59	31,27	337,17	541,85	337,17	76,73	1,35	0,74	0,77	7,09
5	116,34	32,32	338,65	541,85	338,65	81,15	1,34	0,75	0,78	7,87
5	120,09	33,36	339,14	541,85	339,14	85,70	1,31	0,76	0,79	8,66

Recuperaciones 80-120 6ª										
Marcha	v(km/h)	v(m/s)	Fm_motor(kg)	Fm_max (kg)	Fm (kg)	rt(kg)	a(m/s²)	1/a	dt	t
6	80,68	22,41	201,64	541,85	201,64	45,05	0,81	1,23	0,00	0,00
6	85,17	23,66	212,96	541,85	212,96	48,87	0,85	1,18	1,50	1,50
6	89,65	24,90	223,45	541,85	223,45	52,90	0,88	1,13	1,44	2,93
6	94,13	26,15	233,12	541,85	233,12	57,13	0,91	1,10	1,39	4,32
6	98,61	27,39	241,97	541,85	241,97	61,57	0,94	1,07	1,35	5,67
6	103,10	28,64	249,93	541,85	249,93	66,21	0,95	1,05	1,32	6,99
6	107,58	29,88	257,06	541,85	257,06	71,07	0,96	1,04	1,30	8,29
6	112,06	31,13	263,37	541,85	263,37	76,12	0,97	1,03	1,29	9,57
6	116,54	32,37	268,86	541,85	268,86	81,39	0,97	1,03	1,28	10,85
6	121,03	33,62	273,45	541,85	273,45	86,86	0,97	1,03	1,28	12,14

4. Engranajes.

4.1. Propiedades de los engranajes.

Material			Numero total de dientes								
Acero al Cr-Ni-Mo duro F-156	σadm (Mpa)	HB (HB)	65								
	420	600									
Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10	Z11	Z12
13	52	18	47	23	42	28	37	32	33	34	31

Relaciones obtenidas						Relaciones deseadas					
r'1	r'2	r'3	r'4	r'5	r'6	r1	r2	r3	r4	r5	r6
4,00	2,61	1,83	1,32	1,03	0,91	4,00	2,55	1,80	1,30	1,06	0,89
Mt(Nmm)	d(mm)	M	α(rad)	W (millones de vueltas)		δ	μ(rad)	fs			
334200	172,93	5	0,35	480,00		20	0,35	1,50			

Factor de forma de diente "y"											
y1	y2	y3	y4	y5	y6	y7	y8	y9	y10	y11	y12
0,094	0,134	0,105	0,134	0,112	0,130	0,118	0,127	0,123	0,123	0,125	0,122

Velocidad del círculo primitivo en m/min											
v1	v2	v3	v4	v5	v6	v7	v8	v9	v10	v11	v12
1043,08	1043,08	1444,27	1444,27	1845,45	1845,45	2246,64	2246,64	2567,59	2567,59	2728,06	2728,06

Factor de esfuerzo dinámico											
fd1	fd2	fd3	fd4	fd5	fd6	fd7	fd8	fd9	fd10	fd11	fd12
1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20

Par en el engranaje corregido en Nmm											
Mtc1(Nmm)	Mtc2	Mtc3	Mtc4	Mtc5	Mtc6	Mtc7	Mtc8	Mtc9	Mtc10	Mtc11	Mtc12
601560,00	2406240,00	601560,00	1570740,00	601560,00	1098500,87	601560,00	794918,57	601560,00	620358,75	601560,00	548481,18

Tensión normal en Mpa											
σ1	σ2	σ3	σ4	σ5	σ6	σ7	σ8	σ9	σ10	σ11	σ12
78,46	55,04	50,73	39,75	37,22	32,07	29,02	26,96	24,36	24,36	22,56	23,11

Coeficiente de presión de rodadura											
kr1	kr2	kr3	kr4	kr5	kr6	kr7	kr8	kr9	kr10	kr11	kr12
9,19	2,30	5,34	2,04	3,65	2,00	2,80	2,12	2,36	2,29	2,28	2,50

Dureza necesaria en HB*10											
HB1	HB2	HB3	HB4	HB5	HB6	HB7	HB8	HB9	HB10	HB11	HB12
4724,38	2362,19	3600,85	2228,40	2978,85	2204,39	2609,56	2270,10	2393,12	2356,58	2354,45	2465,75

4.2. Fuerzas en los engranajes.

Fuerzas en N					
Fuerzas tangenciales en N					
ft1	ft3	ft5	ft7	ft9	ft11
9662,93	6978,78	5461,66	4486,36	3925,57	3694,65
Fuerzas axiales en N					
fa1	fa3	fa5	fa7	fa9	fa11
3517,02	2540,07	1987,88	1632,90	1428,79	1344,74
Fuerzas verticales en N					
fv1	fv3	fv5	fv7	fv9	fv11
3742,73	2703,09	2115,46	1737,70	1520,49	1431,05

ANEXO II: Cálculo de los ejes.

1. Cálculo estático de los ejes.

1.1. Eje primario.

1.1.1. Primera marcha engranada.

Los esfuerzos en la primera marcha engranada se distribuyen de la siguiente manera. Todas las fuerzas están en Newton y los momentos en Nmm.

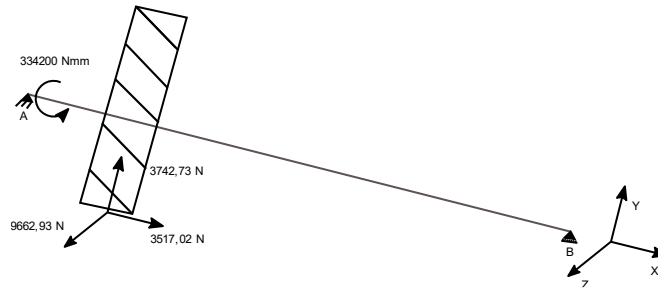


Figura 13

Primero se van a calcular los esfuerzos del plano XY.



Figura 14

Los diagramas de esfuerzos quedan así:

Axil:

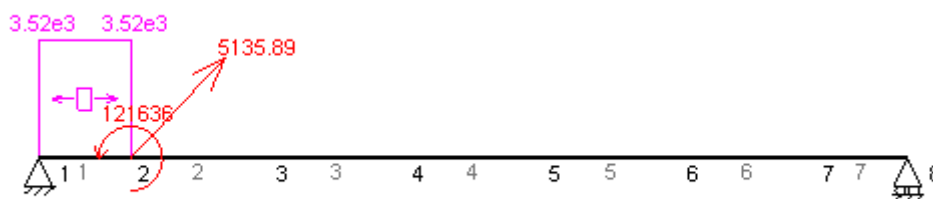


Figura 15

Cortante:

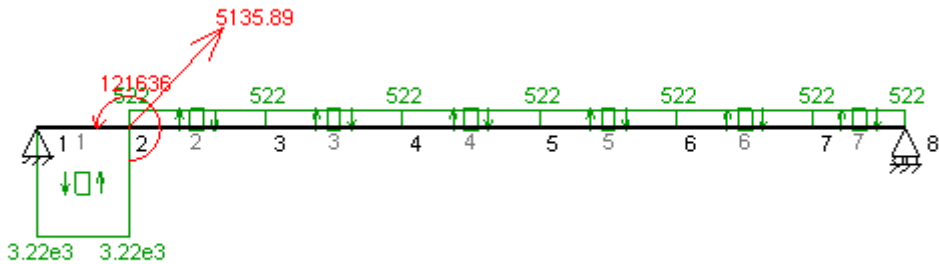


Figura 16

Flector:

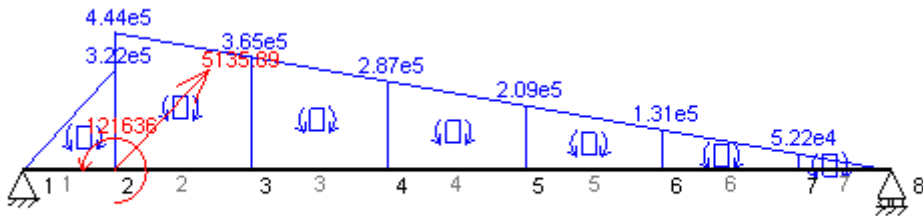


Figura 17

Plano XZ.



Figura 18

Cortante:

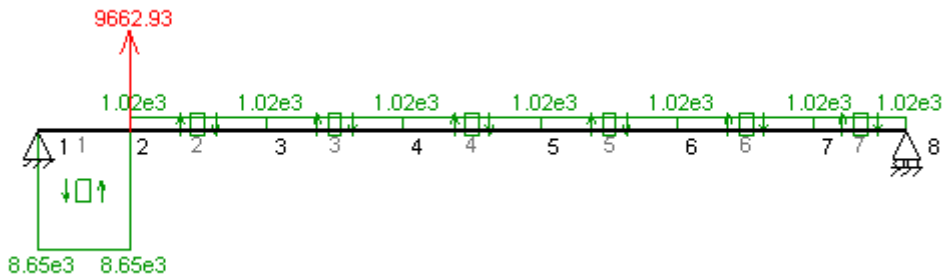


Figura 19

Flector:

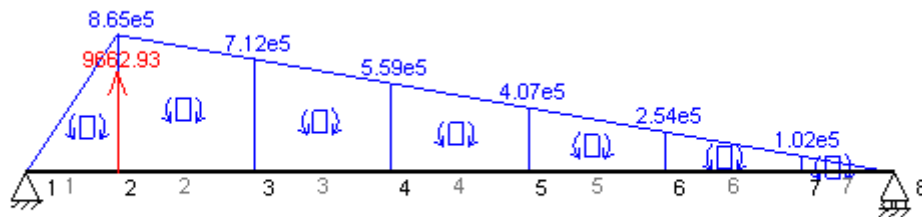


Figura 20

El momento flector resultante más desfavorable está en el engranaje y se calcula de la siguiente forma:

$$M_{1re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{444000^2 + 865000^2} = 972296,76 \text{ Nmm}$$

1.1.2. Segunda marcha engranada.

Para la segunda marcha engranada se procede de la misma forma que de la primera.

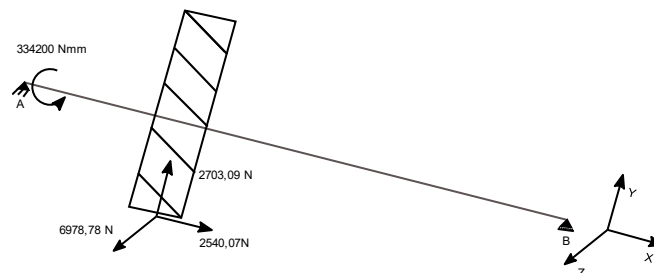


Figura 21

Se comienza calculando los esfuerzos en el plano XY.

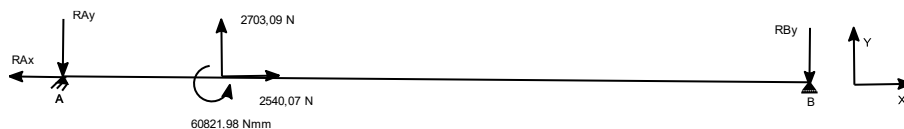


Figura 22

Axil:

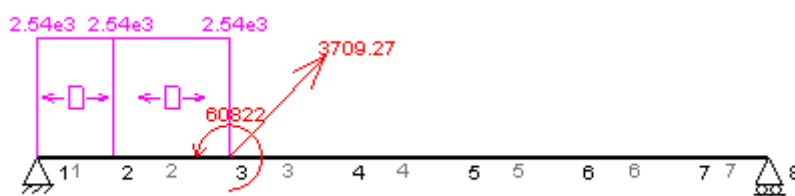


Figura 23

Cortante:

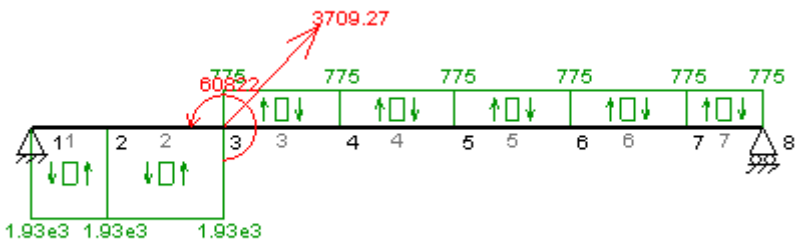


Figura 24

Flector:



Figura 25

Plano XZ:



Figura 26

Cortante:

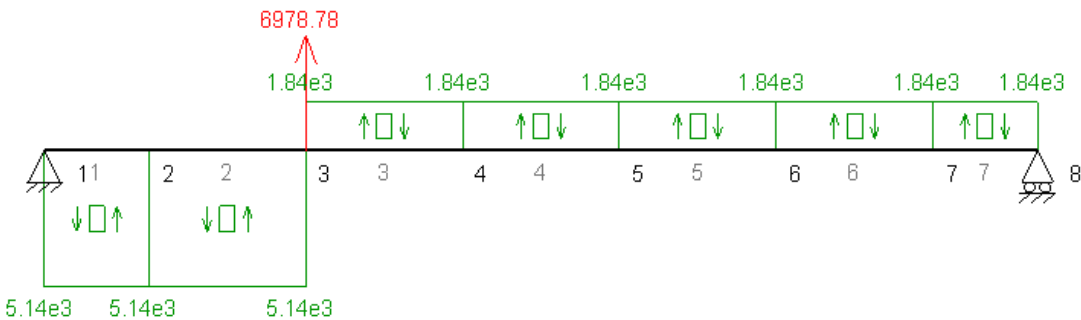


Figura 27

Flector:

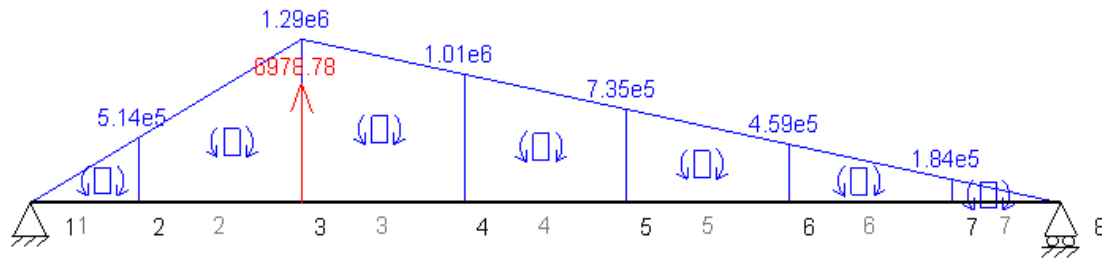


Figura 28

El momento flector resultante más desfavorable está en el engranaje y se calcula de la siguiente forma:

$$M_{2re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{543000^2 + 1290000^2} = 1399624,6 \text{ Nmm}$$

1.1.3. Tercera marcha engranada.

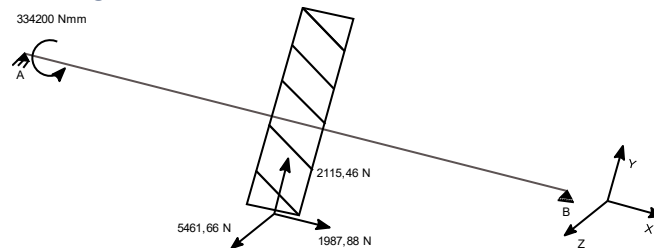


Figura 29

Plano XY.

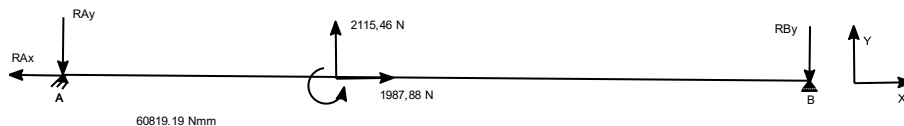


Figura 30

Axil:

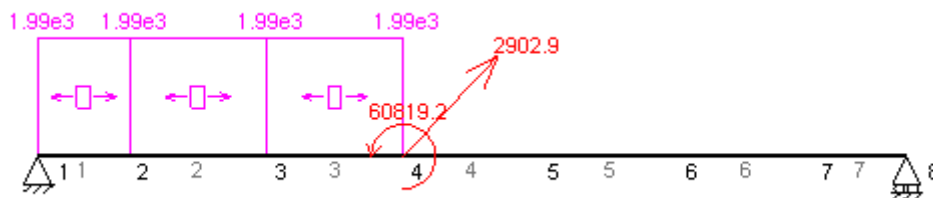


Figura 31

Cortante:

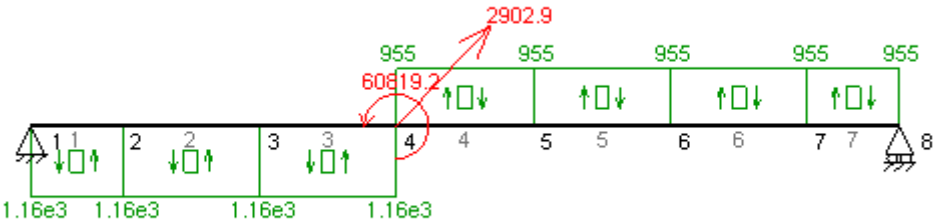


Figura 32

Flector:



Figura 33

Plano XZ.

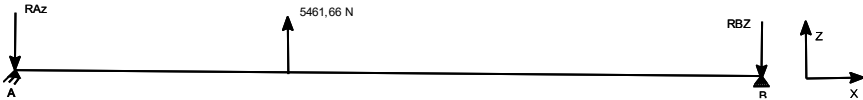


Figura 34

Cortante:

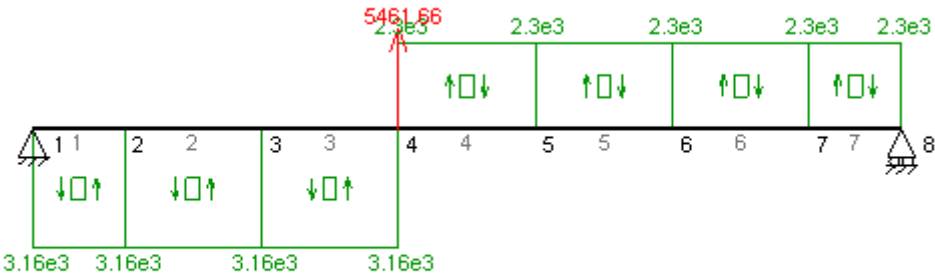


Figura 35

Flector:



Figura 36

El momento flector resultante más desfavorable está en el engranaje y se calcula de la siguiente forma:

$$M_{3re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{525000^2 + 1260000^2} = 1365000 \text{ Nmm}$$

1.1.4. cuarta marcha engranada.

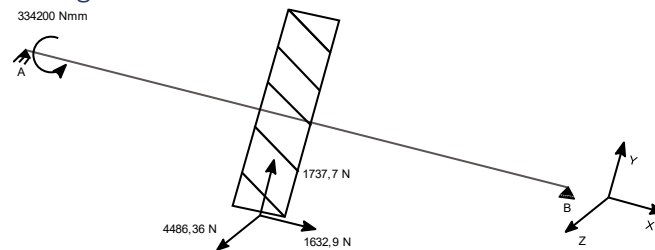


Figura 37

Plano XY.

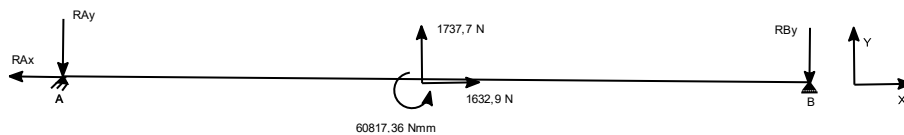


Figura 38

Axil:

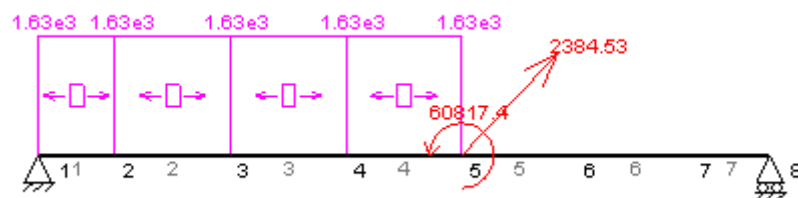


Figura 39

Cortante:

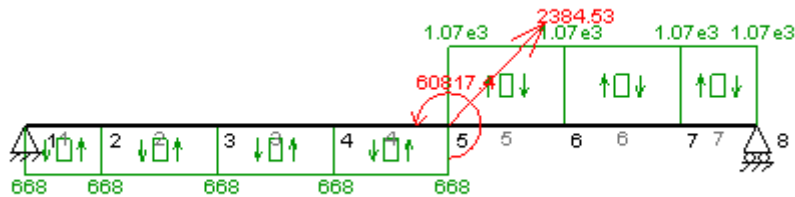


Figura 40

Flector:

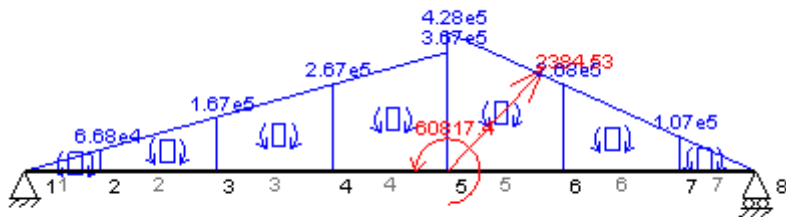


Figura 41

Plano XZ.

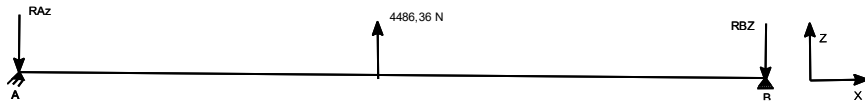


Figura 42

Cortante:

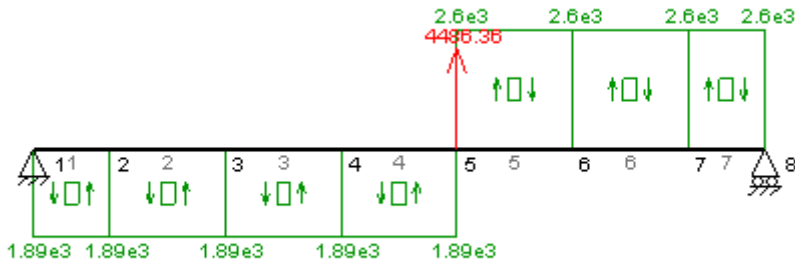


Figura 43

Flector:



Figura 44

El momento flector resultante más desfavorable está en el engranaje y se calcula de la siguiente forma:

$$M_{4re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{428000^2 + 1040000^2} = 1124626,16 \text{ Nmm}$$

1.1.5. quinta marcha engranada.

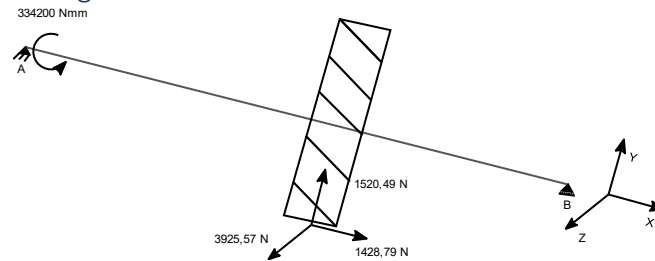


Figura 45

Plano XY.



Figura 46

Axil:

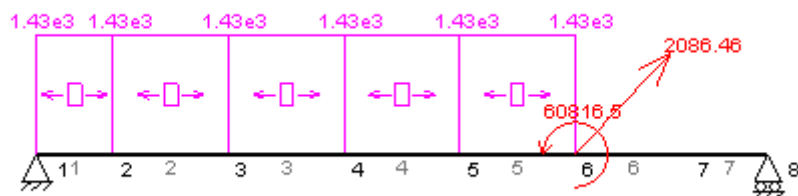


Figura 47

Cortante:

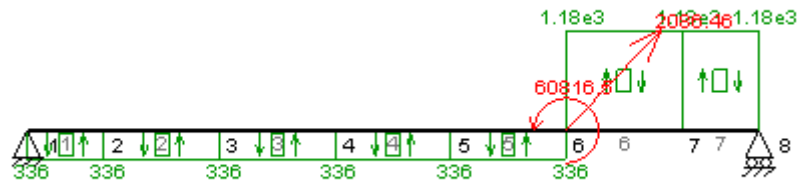


Figura 48

Flector:

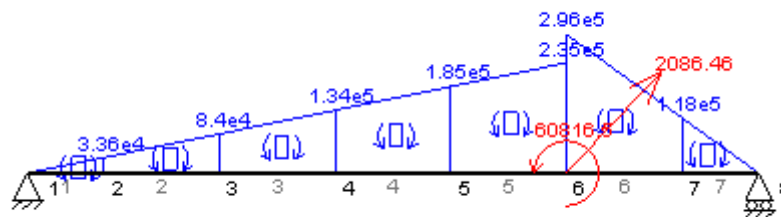


Figura 49

Plano XZ.

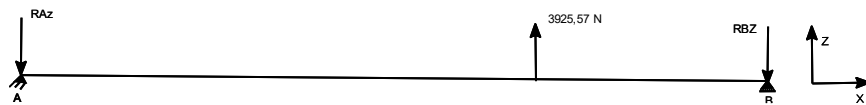


Figura 50

Cortante:

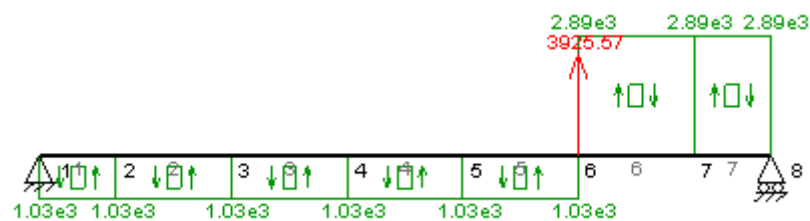


Figura 51

Flector:

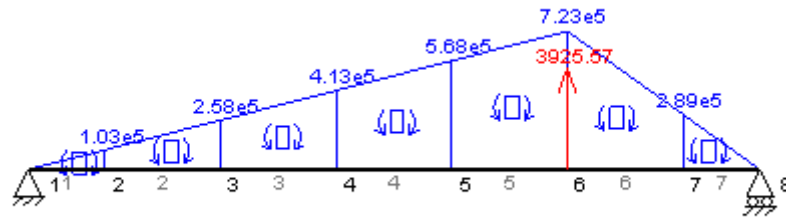


Figura 52

El momento flector resultante más desfavorable está en el engranaje y se calcula de la siguiente forma:

$$M_{5re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{296000^2 + 723000^2} = 781245,8 \text{ Nmm}$$

1.1.6. sexta marcha engranada.

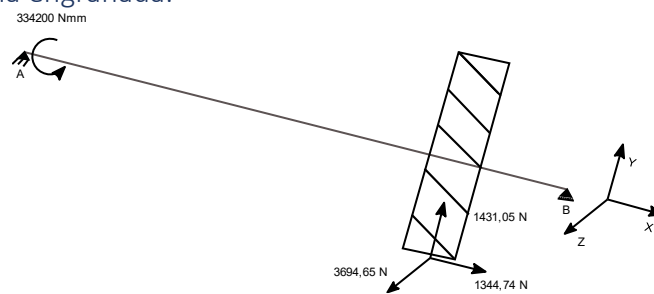


Figura 53

Plano XY.

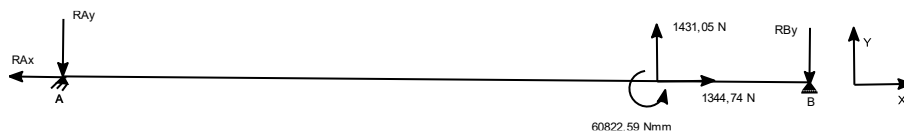


Figura 54

Axil:

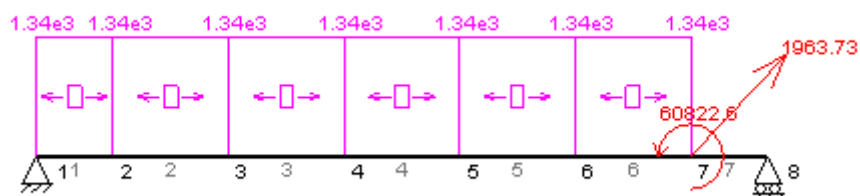


Figura 55

Cortante:

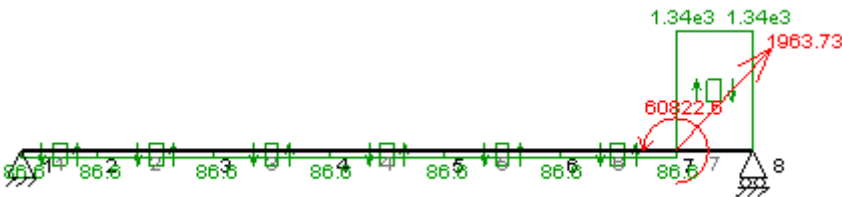


Figura 56

Flector:

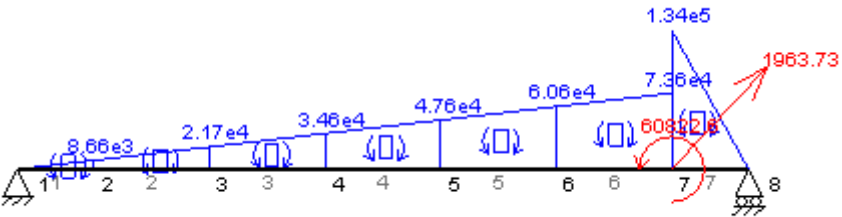


Figura 57

Plano XZ.

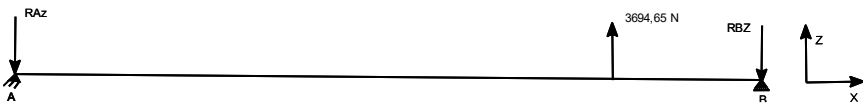


Figura 58

Cortante:



Figura 59

Flector:

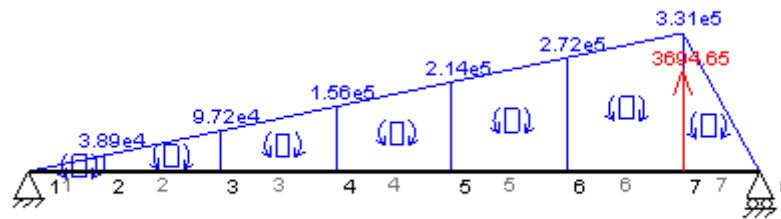


Figura 60

El momento flector resultante más desfavorable está en el engranaje y se calcula de la siguiente forma:

$$M_{6re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{134000^2 + 331000^2} = 357095.22 \text{ Nmm}$$

1.1.7. Caso más desfavorable.

Para todos los casos, el esfuerzo torsor es el mismo, con un valor de 334200 Nmm.

Hemos comprobado todos los estados tensionales del eje primario y el más desfavorable (el de mayor flector resultante) es el de la segunda marcha engranada con 1399624,6 Nmm de flector resultante máximo. Por lo tanto, vamos a elegir un diámetro de eje para un coeficiente de seguridad de 1.5.

Se elige un diámetro de 50 mm y se comprueba.

Primero se calculan los módulos de rigidez a flexión y a torsión.

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 50^3}{32} = 12271,85 \text{ mm}^3$$

$$W_0 = \frac{\pi * D^3}{16} = \frac{\pi * 50^3}{16} = 24543,7 \text{ mm}^3$$

La tensión normal máxima se calcula de la siguiente manera.

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{2540}{1963,5} + \frac{1399624,6}{12271,85} = 115,34 \text{ MPa}$$

La tensión cortante máxima es debida al torsor transmitido y se calcula así.

$$\tau_{xy} = \frac{M_t}{W_0} = \frac{334200}{24543,7} = 13,62 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula la tensión cortante equivalente.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{115,34}{2}\right)^2 + 13,62^2} = 59,25 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad se calcula de la siguiente manera.

$$C_s = \frac{\sigma_{adm}}{2 * \tau_{max}} = \frac{330}{2 * 59,25} = 2,78 > 1.5$$

Como el coeficiente de seguridad es mayor a 1.5, el resultado es correcto. Por lo tanto, el diámetro elegido para el eje primario (a cálculo estático) es de 50 mm. Falta el cálculo a fatiga para elegir el diámetro final del eje.

1.2. Eje secundario.

Para el cálculo del eje secundario se va a proceder de la misma forma que para el eje primario. Para el eje secundario, las fuerzas serían las mismas pero los momentos no, debido a que los engranajes tienen distintos diámetros. El momento torsor también sería distinto en cada caso.

1.2.1. Primera marcha engranada.

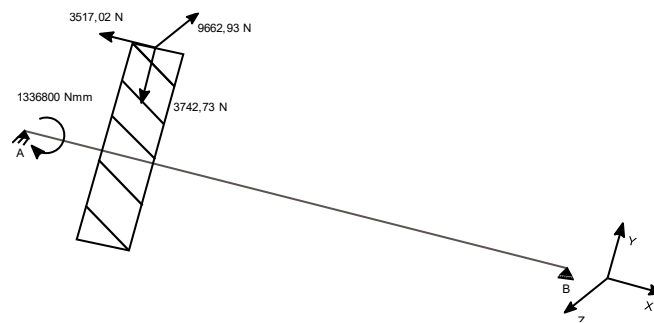


Figura 61

Plano XY.

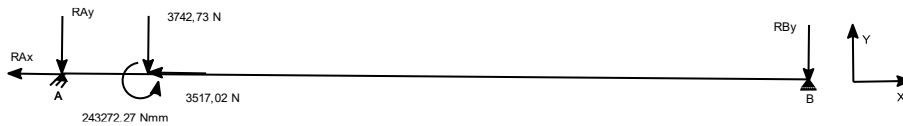


Figura 62

Axil:



Figura 63

Cortante:

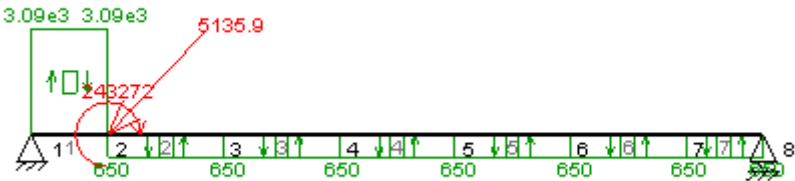


Figura 64

Flector:

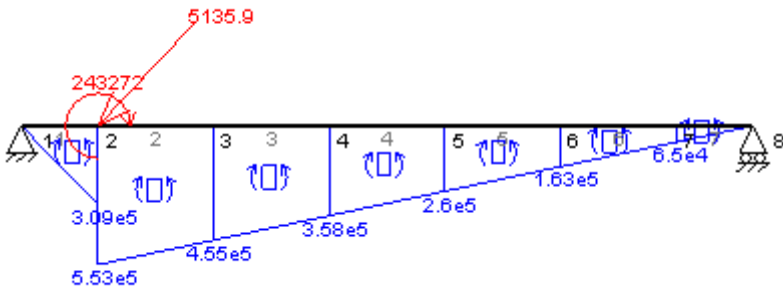


Figura 65

Plano XZ.

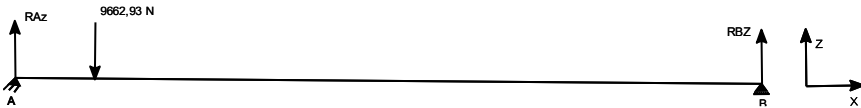


Figura 66

Cortante:

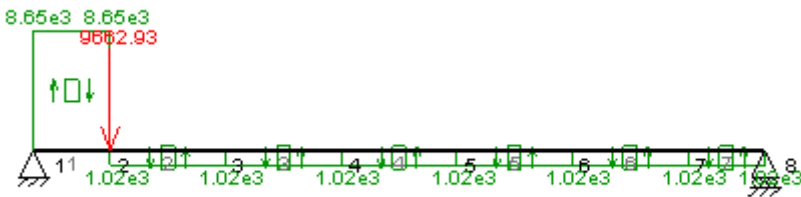


Figura 67

Flector:

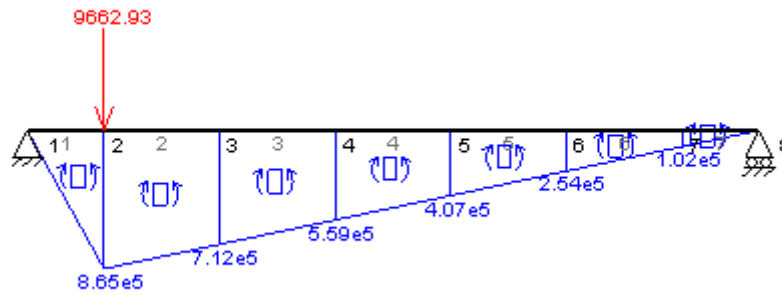


Figura 68

El momento máximo resultante es de:

$$M_{1re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{553000^2 + 865000^2} = 1026661,58 \text{ Nmm}$$

1.2.2. Segunda marcha engranada.

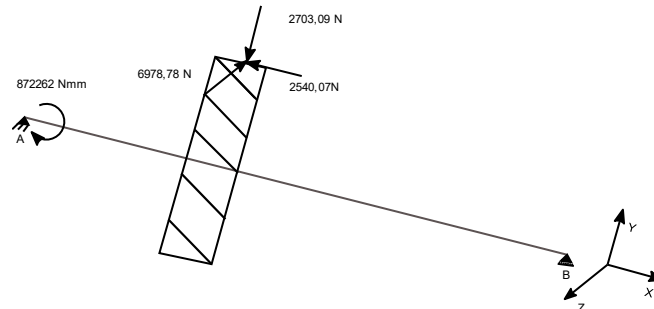


Figura 69

Plano XY.

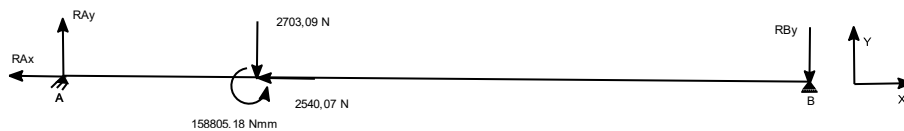


Figura 70

Axil:

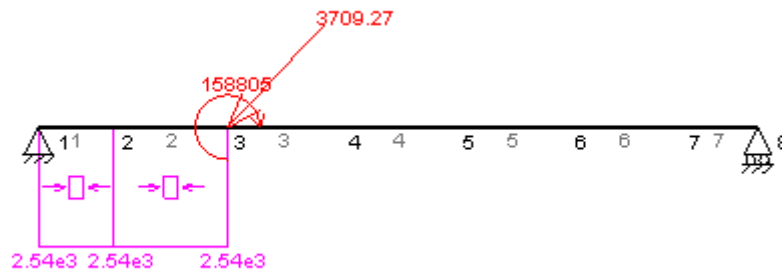


Figura 71

Cortante:

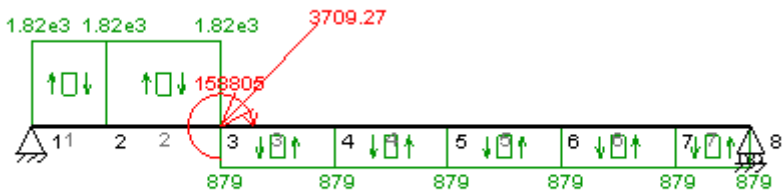


Figura 72

Flector:

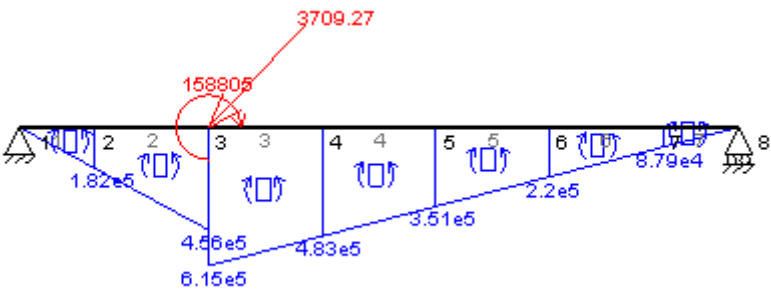


Figura 73

Plano XZ.



Figura 74

Cortante:

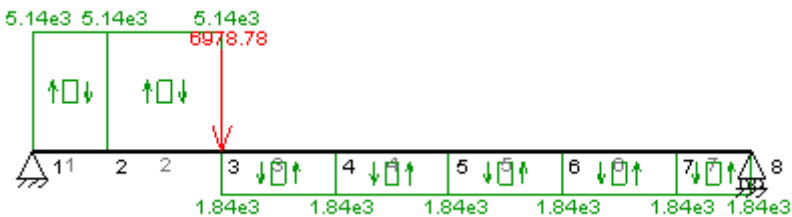


Figura 75

Flector:

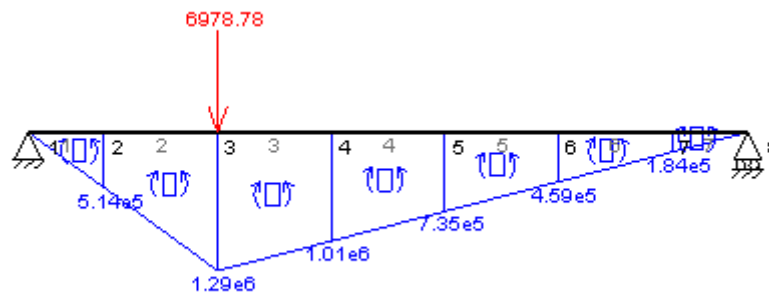


Figura 76

El momento máximo resultante es de:

$$M_{2re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{615000^2 + 1290000^2} = 1429099,37 \text{ Nmm}$$

1.2.3. Tercera marcha engranada.

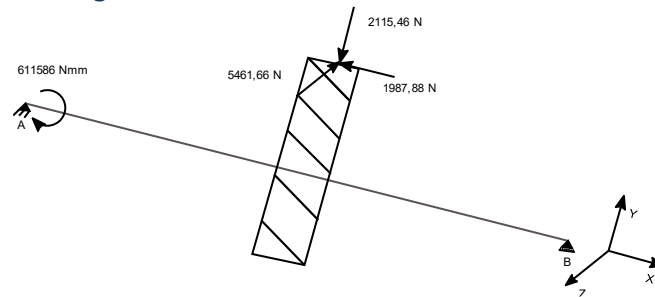


Figura 77

Plano XY.

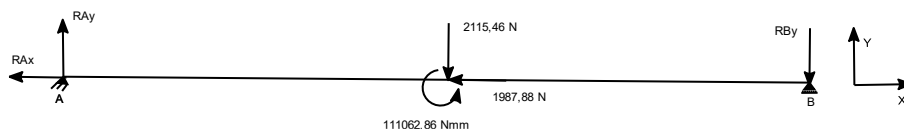


Figura 78

Axil:

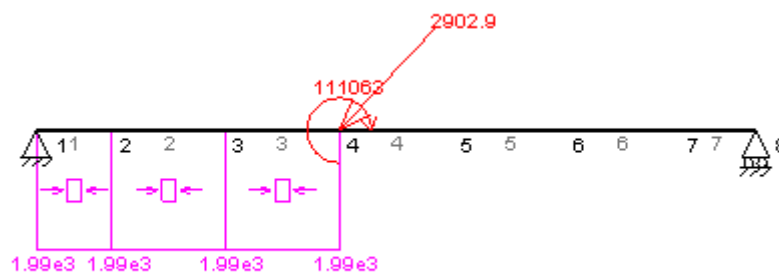


Figura 79

Cortante:

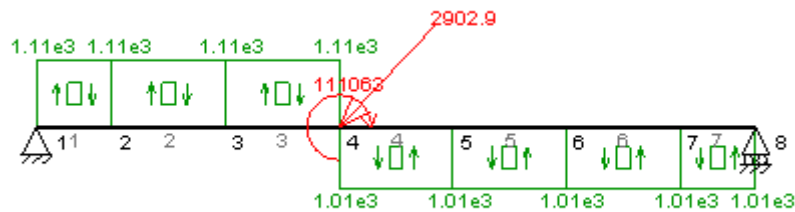


Figura 80

Flector:

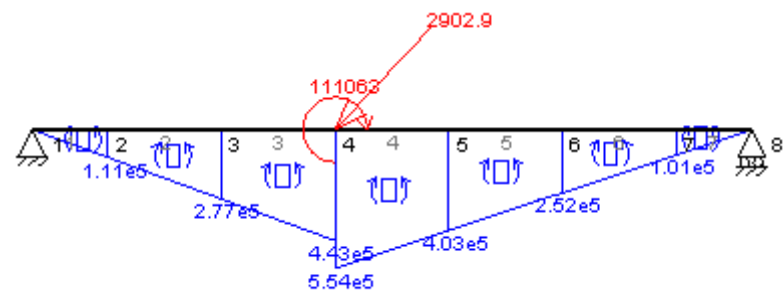


Figura 81

Plano XZ.

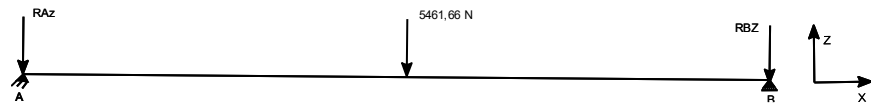


Figura 82

Cortante:

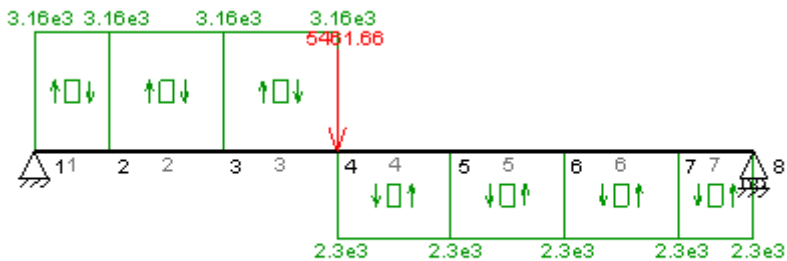


Figura 83

Flector:

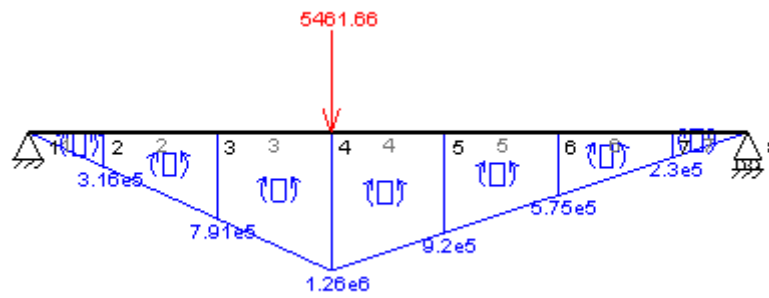


Figura 84

El momento máximo resultante es de:

$$M_{3re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{554000^2 + 1260000^2} = 1376414,18 \text{ Nmm}$$

1.2.4. Cuarta marcha engranada.

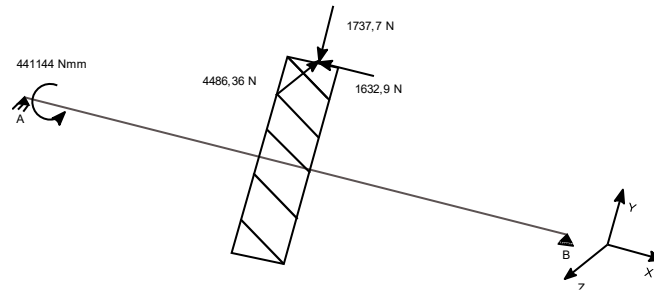


Figura 85

Plano XY.

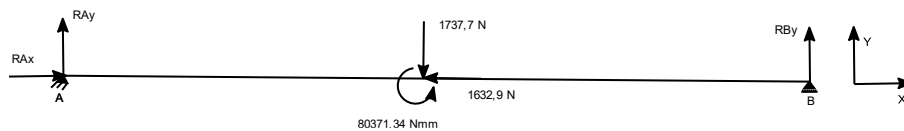


Figura 86

Axil:

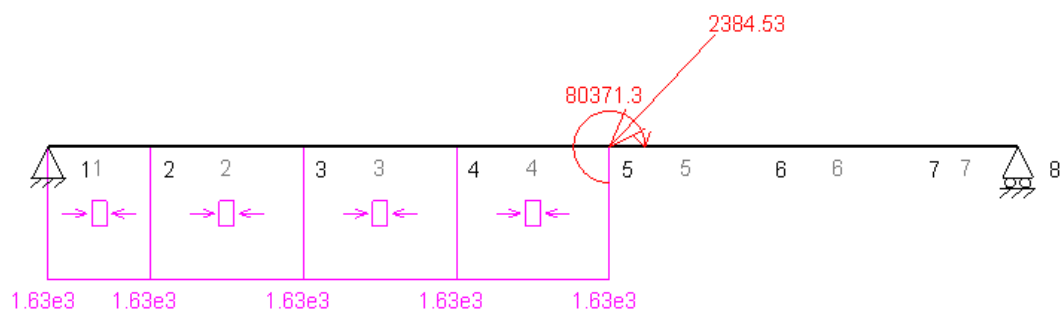


Figura 87

Cortante:

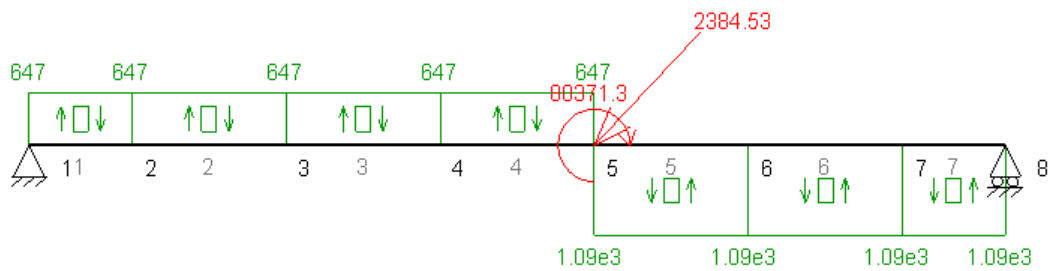


Figura 88

Flector:

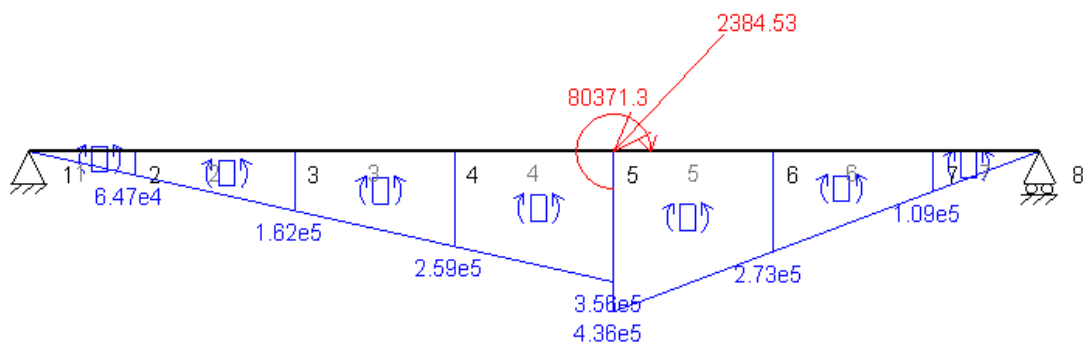


Figura 89

Plano XZ.

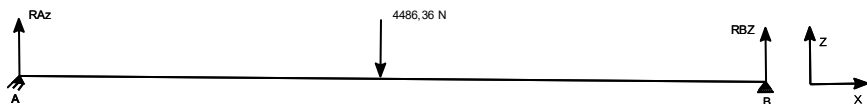


Figura 90

Cortante:

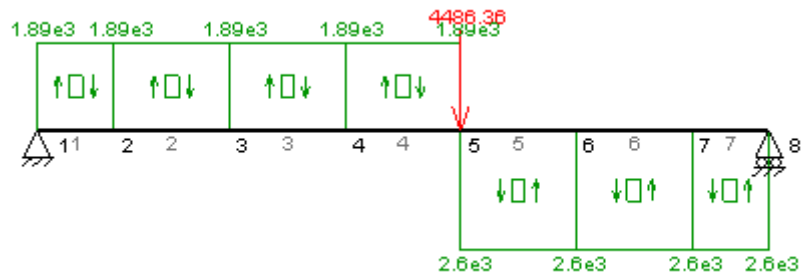


Figura 91

Flector:

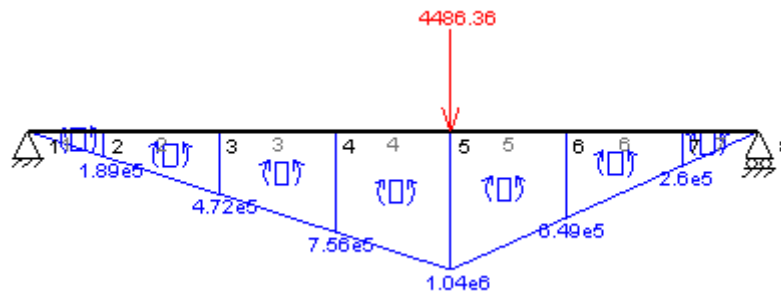


Figura 92

El momento máximo resultante es de:

$$M_{4re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{436000^2 + 1040000^2} = 1127695 \text{ Nmm}$$

1.2.5. Quinta marcha engranada.

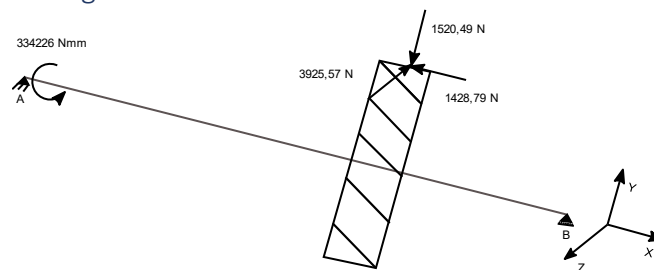


Figura 93

Plano XY.

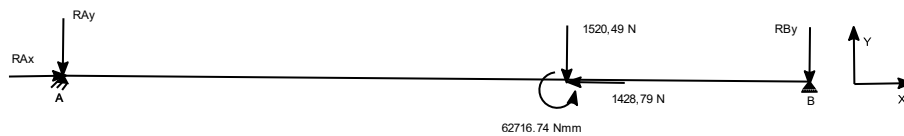


Figura 94

Axil:

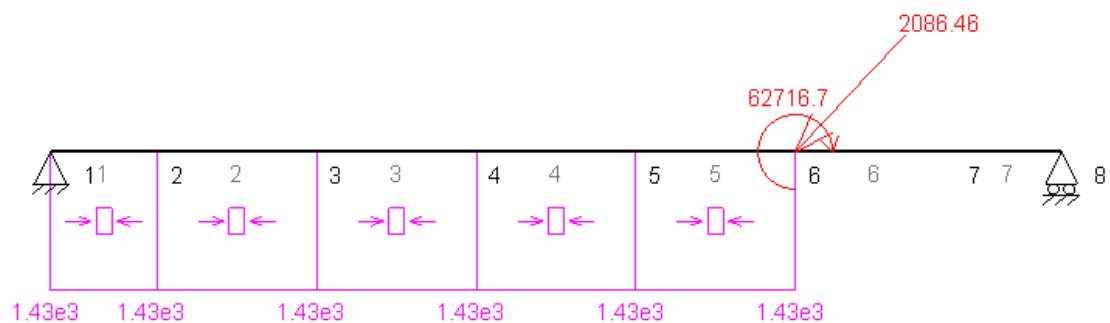


Figura 95

Cortante:

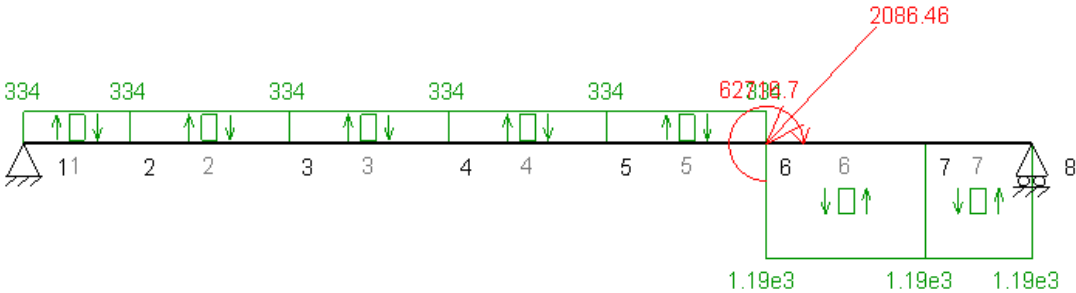


Figura 96

Flector:

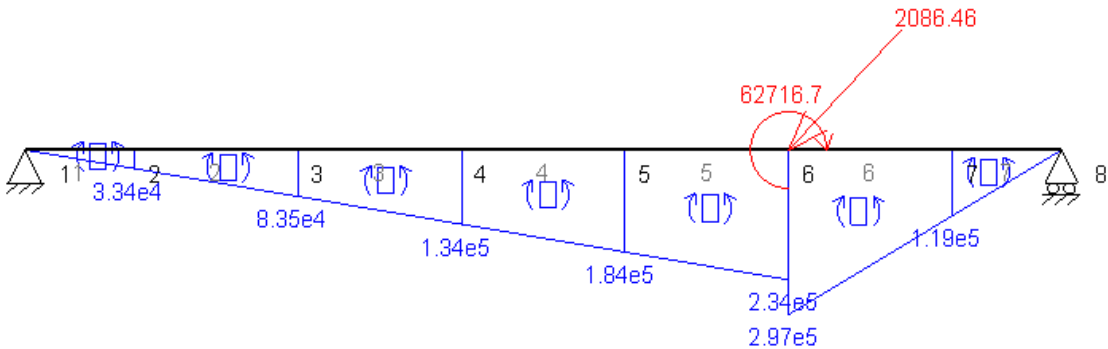


Figura 97

Plano XZ.

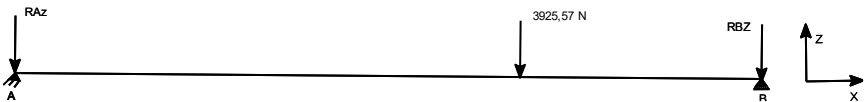


Figura 98

Cortante:

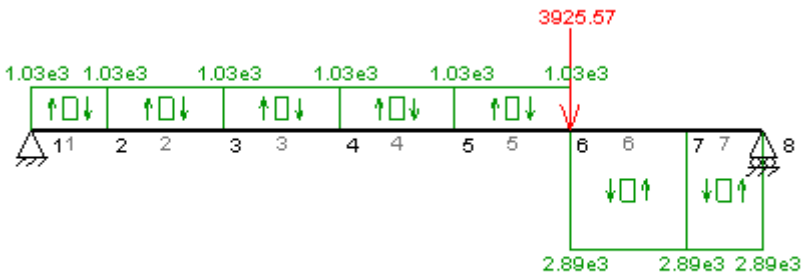


Figura 99

Flector:

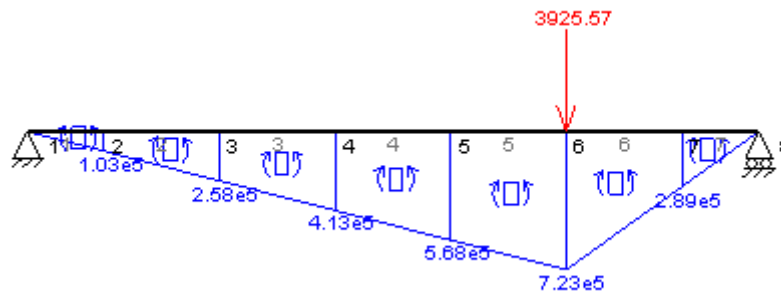


Figura 100

El momento máximo resultante es de:

$$M_{5re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{297000^2 + 723000^2} = 781625,23 \text{ Nmm}$$

1.2.6. sexta marcha engranada.

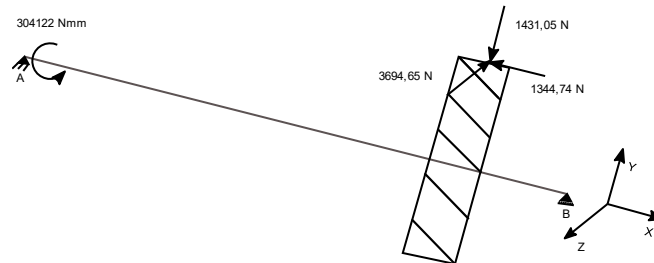


Figura 101

Plano XY.

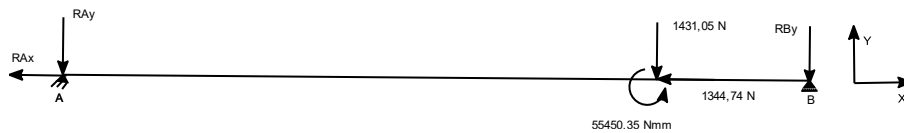


Figura 102

Axial:

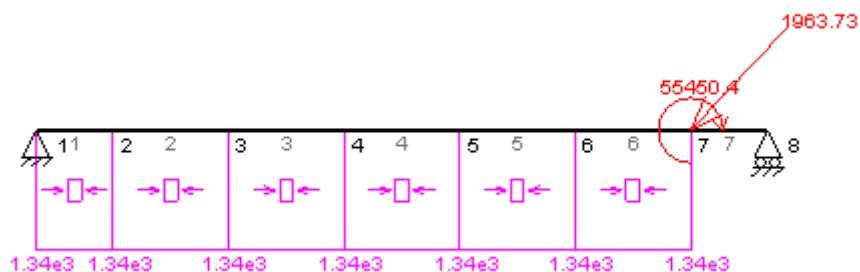


Figura 103

Cortante:

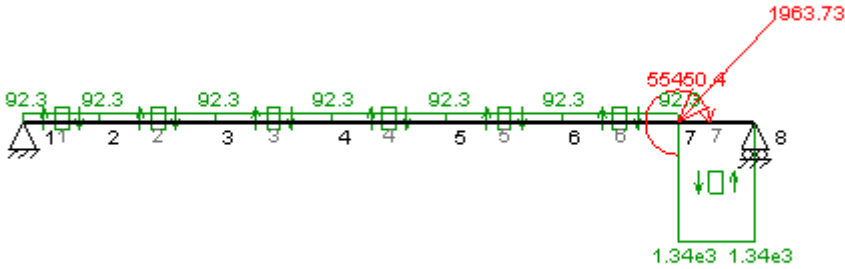


Figura 104

Flector:

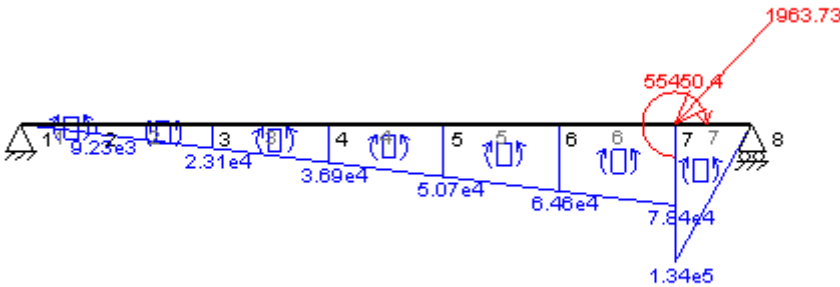


Figura 105

Plano XZ.

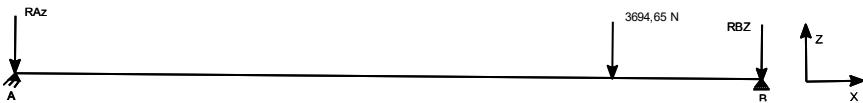


Figura 106

Cortante:

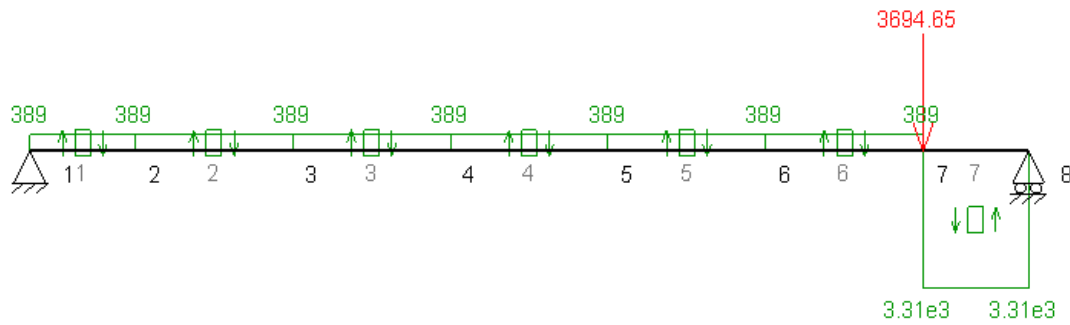


Figura 107

Flector:

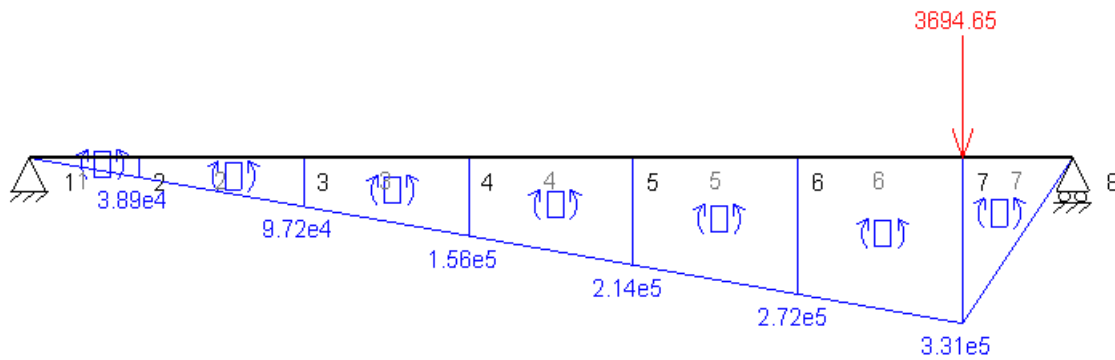


Figura 108

El momento máximo resultante es de:

$$M_{5re} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{134000^2 + 331000^2} = 357095,23 \text{ Nmm}$$

1.2.7. Caso más desfavorable.

Se ha comprobado todos los estados tensionales del eje primario y el más desfavorable (el de mayor flector resultante) es el de la segunda marcha engranada con 1429099,37 Nmm de flector resultante máximo.

Se comprueba el eje de 50 mm de diámetro siguiendo el mismo procedimiento que con el eje primario.

$$W_f = \frac{\pi * D^3}{32} = \frac{\pi * 50^3}{32} = 12271,85 \text{ mm}^3$$

$$W_0 = \frac{\pi * D^3}{16} = \frac{\pi * 50^3}{16} = 24543,7 \text{ mm}^3$$

La tensión normal máxima se calcula de la siguiente manera.

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A} + \frac{M_r}{W_f} = \frac{2540}{1963,5} + \frac{1429099,37}{12271,85} = 117,75 \text{ MPa}$$

La tensión cortante máxima es debida al torsor transmitido y se calcula así.

$$\tau_{xy} = \frac{M_t}{W_0} = \frac{872262}{24543,7} = 35,54 \text{ MPa}$$

A continuación, se calcula la tensión cortante equivalente.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \sqrt{\left(\frac{117,75}{2}\right)^2 + 35,54^2} = 68,77 \text{ Mpa}$$

El coeficiente de seguridad se calcula de la siguiente manera.

$$C_s = \frac{\sigma_{adm}}{2 * \tau_{max}} = \frac{330}{2 * 68,77} = 2,4 > 1.5$$

Como el coeficiente de seguridad es mayor a 1.5, el resultado es correcto.

2. Cálculo de los ejes a fatiga.

2.1. Factores correctores.

Factor de superficie (K_a)

Este factor depende del acabado superficial y se calcula de la siguiente manera:

$$K_a = a * R_m^b$$

Para un acabado mecanizado, el factor “a” es de 4,51 MPa y el exponente “b” es de -0.265.

$$K_a = 4,51 * 600^{(-0.265)} = 0,8279$$

Factor de tamaño (K_b)

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto en su resistencia. Para barras circulares sometidas a flexión y torsión giratoria:

$$K_b = 1.189 * d_e^{-0.097} \text{ si } 8 \text{ mm} < d_e < 250 \text{ mm}$$

Para un diámetro de 50 mm:

$$K_b = 1.189 * 50^{-0.097} = 0.8135$$

Factor de confiabilidad (K_c)

Como la teoría de fatiga se basa en gran medida en datos experimentales, se usa un factor corrector basado en la probabilidad de fallo. Para una confiabilidad del 99.9% el coeficiente K_c es de 0,753

Factor de temperatura (K_d)

Como el eje va a estar a una temperatura menor a 250°C, el coeficiente K_d es 1.

Factor de carga (K_{car})

El comportamiento a fatiga de un elemento también depende del tipo de esfuerzo al que se le somete. Para un esfuerzo de torsión y cortante, el factor K_{car} es de 0,577.

Factor de efectos varios (K_e)

Este factor considera otros efectos que modifican la resistencia, en este caso no se contempla ninguno por lo que $K_e = 1$.

Factor de concentrador de esfuerzos (K_f)

A partir de él se obtiene un valor del esfuerzo que tiene en cuenta el efecto de la continuidad. Al ser una viga homogénea y sin ningún mecanizado, el factor $K_f = 1$.

2.2. Tensión y límite de fatiga.

Por tanto, se calcula la tensión de fatiga a 10^3 ciclos y el límite de fatiga, corregidos con los factores calculados.

$$S_{10^3} = K_a * K_b * K_c * K_e * K_{car} * \frac{S'_{10^3}}{K_f} = 1 * 1 * 0,753 * 1 * 0,577 * 1 * \frac{540}{1} = 234,62 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_e * K_{car} * \frac{S_e}{K_f} = 0,8279 * 0,8135 * 0,753 * 1 * 0,577 * 1 * \frac{300}{1} \\ = 87,79 \text{ MPa}$$

2.3. Vida a fatiga del eje primario.

A continuación, se va a calcular el número de ciclos que puede soportar el eje primario.

$$A = \frac{(S_{10^3})^2}{S_e} = \frac{234,62^2}{87,79} = 627$$
$$B = \frac{\log(\frac{S_e}{S_{10^3}})}{3} = \frac{\log(\frac{87,79}{234,62})}{3} = -0,1423$$
$$\sigma_a = A * (2N)^B$$

Para la tensión alternante equivalente, se utilizará el teorema de Von Mises.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_n^2 + (3\tau_{xy})^2} = \sqrt{115,34^2 + (3 * 13,62)^2} = 122,36 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = A * (2N)^B$$
$$122,36 = 627 * (2N)^{-0,1423}$$

El número de ciclos que puede hacer el eje primario es de 97.016,41 ciclos.

Como se va a diseñar para vida infinita, es decir, 6 millones de ciclos, el diámetro elegido anteriormente no es suficiente.

La tensión máxima alternante para que soporte los 6 millones de ciclos es la siguiente:

$$\sigma_a = 627 * (6.000.000)^{-0,1423} = 68,035 \text{ MPa}$$

Para un diámetro de 70 mm, σ_a es de 44,77 MPa. Como es menor a 68,035 MPa, el diámetro es correcto.

2.4. Vida a fatiga del eje secundario.

Se comprueba con el diámetro de 70 mm si la tensión alternante es menor a la máxima de 68,035 MPa.

Para un diámetro de 70 mm, σ_a es de 58,03 MPa. Como es menor a 68,035 MPa, el diámetro es correcto.

ANEXO III: Cálculo de rodamientos.

1. Eje Primario.

1.1. Rodamiento del apoyo A.

El caso en el que los esfuerzos en el apoyo A son más desfavorables es en el de la primera marcha engranada. Que son los siguientes:

$$F_{axil} = 3520 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 3220 \text{ N}$$

$$F_{Az} = 8650 \text{ N}$$

Por tanto, la Fuerza radial resultante es de:

$$F_{radial} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{3220^2 + 8650^2} = 9230 \text{ N}$$

Coeficientes X e Y					
Tipos de rodamientos	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
Rodamientos rígidos de bolas					
Series EL, R, 160, 60, 62, 63, 64					
$\frac{F_a}{C_a} = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$				1,8	0,24
$= 0,07$				1,6	0,27
$= 0,13$	1	0	0,56	1,4	0,31
$= 0,25$				1,2	0,37
$= 0,5$				1	0,44

Figura 109

Se calcula el coeficiente F_{axial}/F_{radial}

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} = \frac{3520}{9230} = 0,38$$

Para aproximar, se escoge una e de 0,37 de la tabla de la figura 108. Eso quiere decir que se utilizará una "X" de 0,56 y una "Y" de 1,2.

A continuación, se va a calcular la carga equivalente del rodamiento. La ecuación es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$$P = 0,56 * 9230 + 1,2 * 3520 = 9392,8 \cong 9393 \text{ N}$$

La seguridad de carga se obtiene mediante la siguiente figura:

Duración en horas L_h	Revoluciones por minuto														
	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	
100	1,68	1,82	1,96	2,12	2,29	2,47	2,67	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	
500	2,88	3,11	3,36	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	
1000	3,63	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	
1250	3,91	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	
1600	4,23	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	
2000	4,56	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	
2500	4,93	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	
3200	5,32	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	
4000	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	
5000	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	
6300	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	
8000	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	
10 000	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	
12 500	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	
16 000	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	
20 000	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	
25 000	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	
32 000	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1	
40 000	12,4	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1		
50 000	13,4	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1			
63 000	14,5	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1				
80 000	15,6	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1					
100 000	16,8	18,2	19,6	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1						
200 000	21,2	22,9	24,7	26,7	28,8	31,1									

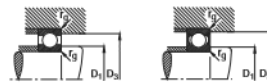
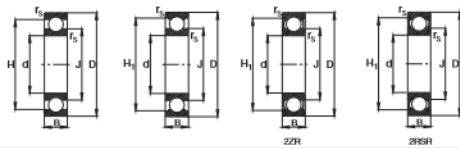
Figura 110

Para unas revoluciones de 3200 rpm y una duración de 2500 h, nos sale un C/P de 7,81.

Por tanto, se calcula la capacidad de carga del rodamiento, C, como:

$$C = \frac{C}{P} * P = 7,81 * 9393 = 73359,33 \text{ N} = 73,36 \text{ kN}$$

Rodamientos FAG rígidos de bolas
de una hilera



Los rodamientos pueden alcanzar una duración
de vida limitada, a $C_p/P_0 \leq 1$, ver Pág. 61.

Eje	Dimensiones							Peso máx kg	Capacidad de carga		Velocidad límite min ⁻¹	Velocidad de referencia	Denominación abreviada Rodamiento FAG	Medidas auxiliares		
	d mm	D mm	B mm	r_s mm	H mm	H_s mm	J mm		dyn C kN	stat. C ₀				D ₁ mm	D ₂ mm	t_a mm
65	65	100	11	0,6	87,9		77,1	0,392	21,2	19,8	15000	6000	66913	68,2	96,8	0,6
	65	100	18	1,1	88,8	91,5	76,2	0,448	30,5	25	15000	8000	66913	71	94	1
	65	100	18	1,1	88,8	91,5	76,2	0,448	30,5	25	6000	8000	6613 2ZR	71	94	1
	65	100	18	1,1	88,8	91,5	76,2	0,448	30,5	25	4300	8000	6613 2RSR	71	94	1
	65	120	24	1,5	103,1	106,3	82	1	60	41,5	13000	7500	6213	74	111	1,5
	65	120	24	1,5	103,1	106,3	82	1,03	60	41,5	5300	7500	6213 2ZR	74	111	1,5
	65	120	24	1,5	103,1	106,3	82	1,03	60	41,5	3600	7500	6213 2RSR	74	111	1,5
	65	140	38	2,1	117,5	122,2	88,8	2,14	93	60	11000	8000	6313	77	128	2,1
	65	140	38	2,1	117,5	122,2	88,8	2,18	93	60	4500	8000	6313 2ZR	77	128	2,1
	65	140	38	2,1	117,5	122,2	88,8	2,18	93	60	3600	8000	6313 2RSR	77	128	2,1
	65	160	37	2,1	133,2		101,7	3,49	114	76,5	9500	7500	6413	79	146	2,1
	65	160	37	2,1	133,2		101,7	3,49	114	76,5	6500	7500	6413	79	146	2,1
70	70	110	18	0,6	96,2		83,7	0,438	28	25	14000	6000	66914	73,2	106,8	0,6
	70	110	20	1,1	97,3	100	82,8	0,492	38	31	14000	7500	66914	76	104	1
	70	110	20	1,1	97,3	100	82,8	0,492	38	31	6000	7500	6614 2ZR	76	104	1
	70	110	20	1,1	97,3	100	82,8	0,492	38	31	4300	7500	6614 2RSR	76	104	1
	70	125	24	1,5	108	110,7	86,8	1,09	62	44	13000	7000	6214	79	116	1,5
	70	125	24	1,5	108	110,7	86,8	1,11	62	44	5000	7000	6214 2ZR	79	116	1,5
	70	125	24	1,5	108	110,7	86,8	1,11	62	44	3600	7000	6214 2RSR	79	116	1,5
	70	150	36	2,1	124,9	130,2	95,1	2,81	104	68	13000	7500	6314	82	138	2,1
	70	150	36	2,1	124,9	130,2	95,1	2,86	104	68	4300	7500	6314 2ZR	82	138	2,1
	70	150	36	2,1	124,9	130,2	95,1	2,86	104	68	2800	7500	6314 2RSR	82	138	2,1
	70	180	42	3	151,6		114,4	5,06	132	96,5	8500	6000	6414	86	164	2,5
	70	180	42	3	151,6		114,4	5,06	132	96,5	6500	6000	6414	86	164	2,5
75	75	115	18	0,6	101,2		86,7	0,463	28,5	27	13000	6000	66915	78,2	111,8	0,6
	75	115	20	1,1	102,6	105,3	88	0,554	39	33,5	13000	7000	66915	81	109	1
	75	115	20	1,1	102,6	105,3	88	0,554	39	33,5	6000	7000	6615 2ZR	81	109	1
	75	115	20	1,1	102,6	105,3	88	0,554	39	33,5	4300	7000	6615 2RSR	81	109	1
	75	130	26	1,5	112,8	115,5	90,1	1,18	65,5	49	11000	6000	6215	84	121	1,5
	75	130	26	1,5	112,8	115,5	90,1	1,22	65,5	49	4800	6000	6215 2ZR	84	121	1,5
	75	130	26	1,5	112,8	115,5	90,1	1,22	65,5	49	3200	6000	6215 2RSR	84	121	1,5
	75	150	37	2,1	133,2		101,8	3,18	114	76,5	9500	7000	6315	87	148	2,1
	75	150	37	2,1	133,2		101,8	3,23	114	76,5	4000	7000	6315 2ZR	87	148	2,1
	75	150	37	2,1	133,2		101,8	3,23	114	76,5	3000	7000	6315 2RSR	87	148	2,1
	75	180	46	3	151,6		114,4	7	132	96,5	8500	6000	6415M	91	174	2,5
	75	180	46	3	151,6		114,4	7	132	96,5	6500	6000	6415M	91	174	2,5
80	80	125	14	0,6	110,7		96,9	0,609	32	31	13000	6000	66916	83,2	121,8	0,6
	80	125	22	1,1	111	113,7	98,7	0,697	47,5	40	13000	7000	66916	86	119	1
	80	125	22	1,1	111	113,7	98,7	0,697	47,5	40	5000	7000	6616 2ZR	86	119	1

FAG | 166

Bajo demanda también son suministrables otras especificaciones; no dadas en contextos.

167 | FAG

Figura 111

Con la C calculada, se busca en el catálogo de FAG (figura 111) para un diámetro de 70 mm.

Como el rodamiento debe tener una C mayor a la calculada, se escoge el rodamiento rígido de bolas **6314** con un diámetro de 70, una C de 104 kN y una Co de 68 kN.

Ahora se comprueba.

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{3520}{68000} = 0,05176$$

Se vuelve a la figura anterior y se interpola la “Y” con los nuevos valores.

$$\frac{0,07 - 0,05176}{0,07 - 0,04} = \frac{1,6 - Y}{1,6 - 1,8}$$

Resolviendo la ecuación, sale una nueva Y de 1,722.

Ahora se vuelve a calcular P y C y se comprueba que la nueva C está por debajo de la C del rodamiento elegido.

$$P' = 0,56 * 9230 + 1,722 * 3520 = 11230,24 \text{ N} = 11,23 \text{ kN}$$

$$C' = 7,81 * 11,23 = 87,708 \text{ kN}$$

Como C' (87,708 kN) es menor a la C del rodamiento (108 kN), el rodamiento elegido es válido.

A continuación, se calcula el número de vueltas que soporta el rodamiento.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

El parámetro “a” es 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos.

$$L = 7,81^3 = 476,38 \text{ millones de vueltas}$$

El número de vueltas que soporta el rodamiento es suficiente para el objetivo para el cual ha sido elegido.

1.2. Rodamiento del apoyo B.

El rodamiento del apoyo B se calcula de una forma distinta, ya que, no soporta carga axial.

Los esfuerzos radiales más desfavorables a los que está sometido el apoyo B se producen con la sexta marcha engranada y son los siguientes:

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_{By} = 1340 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = 3310 \text{ N}$$

Por tanto, la Fuerza radial resultante es de:

$$F_{radial} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{1340^2 + 3310^2} = 3571 \text{ N}$$

Como no existe fuerza axial, el coeficiente “Y” es 0 y el coeficiente “X” es 1.

$$P = X * F_r + Y * F_a = 3571 \text{ N}$$

El coeficiente C/P es el mismo que en el rodamiento anterior (3200 rpm y 2500 h).

$$C = \frac{C}{P} * P = 7,81 * 3571 = 27889,51 \text{ N} = 27,89 \text{ kN}$$

Elegimos del catálogo un rodamiento con un C mayor a la obtenida en el cálculo para un diámetro de 70.

Se elige el rodamiento **6014**, con una C de 38 kN y una C_o de 31 kN.

El número de vueltas que soporta el rodamiento es el mismo, ya que, el coeficiente C/P no ha cambiado.

2. Eje Secundario.

2.1. Rodamiento del apoyo A.

Se calcula el rodamiento siguiendo el mismo procedimiento que en el eje anterior, pero con los esfuerzos de este.

granada. Que son los siguientes:

$$F_{axil} = 3520 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 3090 \text{ N}$$

$$F_{Az} = 8650 \text{ N}$$

Por tanto, la Fuerza radial resultante es de:

$$F_{radial} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{3090^2 + 8650^2} = 9185 \text{ N}$$

Se calcula el coeficiente F_{axial}/F_{radial}

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} = \frac{3520}{9185} = 0,383$$

Para aproximar, se escoge una e de 0,37. Eso quiere decir que se utilizará una “X” de 0,56 y una “Y” de 1,2.

A continuación, se va a calcular la carga equivalente del rodamiento. La ecuación es la siguiente:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

$$P = 0,56 * 9185 + 1,2 * 3520 = 9367,6 \cong 9368 \text{ N}$$

$$C = \frac{C}{P} * P = 7,81 * 9368 = 73164 \text{ N} = 73,16 \text{ kN}$$

Con la C calculada, se busca en el catálogo de FAG para un diámetro de 70 mm.

Como el rodamiento debe tener una C mayor a la calculada, se escoge el rodamiento rígido de bolas **6314** con un diámetro de 70, una C de 104 kN y una C_o de 68 kN.

Ahora se comprueba.

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{3520}{68000} = 0,05176$$

Se vuelve a la figura anterior y se interpola la “Y” con los nuevos valores.

$$\frac{0,07 - 0,05176}{0,07 - 0,04} = \frac{1,6 - Y}{1,6 - 1,8}$$

Resolviendo la ecuación, sale una nueva Y de 1,722.

Ahora se vuelve a calcular P y C y se comprueba que la nueva C está por debajo de la C del rodamiento elegido.

$$P' = 0,56 * 9185 + 1,722 * 3520 = 11205,04 \text{ N} = 11,21 \text{ kN}$$

$$C' = 7,81 * 11,21 = 87,55 \text{ kN}$$

Como C' (87,55 kN) es menor a la C del rodamiento (108 kN), el rodamiento elegido es válido.

2.2. Rodamiento del apoyo B.

Para el apoyo B se sigue el mismo procedimiento que en el apoyo B del eje primario.

Los esfuerzos radiales más desfavorables a los que está sometido el apoyo B se producen con la sexta marcha engranada, y son los siguientes:

$$F_a = 0 \text{ N}$$

$$F_{By} = 1340 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = 3310 \text{ N}$$

Como son los mismos que en el apoyo B del eje primario, se escoge el mismo rodamiento.

Se elige el rodamiento **6014**, con una C de 38 kN y una C_o de 31 kN.